

## 明 細 書

スターリングエンジン及びそれを備えたハイブリッドシステム

## 技術分野

- [0001] 本発明は、スターリングエンジン及びそれを備えたハイブリッドシステムに関し、特に、摩擦損失を低減可能なスターリングエンジン及びそれを備えたハイブリッドシステムに関する。

## 背景技術

- [0002] スターリングエンジンは、高い熱効率が期待できる上に、作動流体を外から加熱する外燃機関であるために、熱源を問わず、ソーラー、地熱、排熱といった各種の低温度差代替エネルギーを活用でき、省エネルギーに役立つという利点がある。
- [0003] 従来、図41に示すようなスターリングエンジンが知られている。機械室101には、高温側気筒102と低温側気筒103とが突設されており、高温側気筒102の上部には加熱器104が接続され、低温側気筒103には冷却器105が接続され、加熱器104及び冷却器105は、再生器106を介して互いに接続されている。高温側気筒102及び低温側気筒103には、それぞれ膨張ピストン107及び圧縮ピストン108が往復動可能に配設されており、両ピストン107、108はそれぞれコネクティングロッド109、110によってクランク軸111に連結され、両ピストン107、108が互いに所定位相差例えば90°をもって往復動するように構成されている。
- [0004] 高温側気筒102、低温側気筒103、加熱器104、冷却器105及び再生器106並びにそれらを配管中には、He、H<sub>2</sub>、あるいはN<sub>2</sub>等の作動流体が封入されており、高温側気筒102の上部の膨張空間及び低温側気筒103の上部の圧縮空間は、それぞれピストン107、108に装着されたピストンリング112、113によってシールされている。
- [0005] 加熱器104で作動流体が熱源(図示せず)によって加熱されると、膨張して膨張ピストン107が圧下され、クランク軸111の回転が行われる。また、膨張ピストン107が上昇行程に移ると、作動流体は加熱器104を通過して再生器106に移送され、そこで再生器106内に充填されている蓄熱材に熱を与え、冷却器105へと流れて冷却さ

れ、圧縮ピストン108の上昇行程に伴って圧縮される。このようにして圧縮された作動流体は、逆に加熱器104側に流れ、その途中で再生器106内の蓄熱材から熱を奪いながら温度を上昇して、加熱器104へ流れ込み、そこで再び熱源によって加熱膨張せしめられる。

[0006] ところで、特開平4-311656号公報(特許文献1)には、ピストンピンをワットのZ形近似直線リンク機構により案内するスターリングエンジンが開示されている。

[0007] また、特開2002-89985号公報(特許文献2)には、ピストンとシリンダとの間に気体軸受(ガスベアリング)を用いた技術が開示されている。即ち、特許文献2には、シリンダのガスベアリングパッドに形成されたオリフィスからピストンに向けて供給されたガスによりピストンに浮上力を生じさせ、ピストンとシリンダとの間を非接触状態、又は軽負荷状態にすることにより、摩擦力が無くなるか又は小さくなることが記載されている。

[0008] 特許文献1:特開平4-311656号公報

特許文献2:特開2002-89985号公報

特許文献3:特開平5-256367号公報

発明の開示

発明が解決しようとする課題

[0009] スターリングエンジンには、内部フリクションが大きいという問題がある。

スターリングエンジンの出力を確保するために、シリンダ内の作動流体を高圧化する必要がある。そのため、シールを強化する必要があり、特にピストンリングによるシールの強化は、フリクションの更なる増加を招く。フリクションが大きいと、十分な出力を確保するには、高熱源及び作動流体の高圧化が必要となる。また、ピストンリングの潤滑オイルが熱交換器に入り込み、熱交換器が劣化するという問題がある。

[0010] スターリングエンジンの摩擦損失には多種類あるが、そのうち最も大きなものがピストンとシリンダとの間の摩擦損失である。上記特許文献1には、ピストンとシリンダとの間の摩擦損失に関しては何ら開示されておらず、スターリングエンジンの効率向上のための低フリクション化が不十分である。特に、例えば車両の内燃機関からの排気ガスを熱源として利用する場合のように、熱源から十分に余裕のある熱量を確保し難い

環境下で使用される場合には、可能な限りフリクションを低減させる必要がある。

- [0011] また、気体軸受は、サイドフォースに対する耐圧能力が低い。特に、上記特許文献2で採用されている強制的にガスを供給する気体軸受よりも、強制的なガス供給をすること無しに支持対象物との間の微小クリアランスの空気圧分布によって支持する気体軸受の方が、サイドフォースに対する耐圧能力が低い。このことから、気体軸受でピストンを支持する場合には、ピストンにサイドフォースがかからないようにする必要があるが、上記特許文献2には、そのピストンのサイドフォース対策が何もしられていない。特に、上記の空気圧分布によって支持する気体軸受を用いる場合には、ピストンのサイドフォース対策が必要である。

- [0012] 本発明の目的は、摩擦損失を低減可能なスターリングエンジン及びそれを備えたハイブリッドシステムを提供することである。

本発明の他の目的は、摩擦損失を低減可能であり、かつピストンリング等の潤滑オイルにより熱交換器が劣化するおそれのないスターリングエンジン及びそれを備えたハイブリッドシステムを提供することである。

本発明の更に他の目的は、摩擦損失を低減可能であり、かつ筐体を小型化することができるピストン機関、スターリングエンジン及びそれを備えたハイブリッドシステムを提供することである。

#### 課題を解決するための手段

- [0013] 本発明のスターリングエンジンは、シリンダと、前記シリンダとの間に気体軸受を介して気密を保ちつつ前記シリンダ内を往復運動するピストンと、前記ピストンに直接的又は間接的に連結され、前記ピストンが前記シリンダ内を往復運動するときに近似直線運動するように設けられた近似直線機構とを備えたことを特徴としている。

- [0014] 本発明のスターリングエンジンにおいて、更に、駆動軸を中心に回転するクランクシャフトと、前記ピストンから下方に延びるように設けられた延長部と、前記延長部と前記クランクシャフトとを連結するコネクティングロッドとを備え、前記近似直線機構は、前記延長部と前記コネクティングロッドとの連結部に連結され、前記連結部が前記シリンダの軸方向中心線に沿って近似直線運動するように前記連結部の動きを規制することを特徴としている。

- [0015] 本発明のスターリングエンジンにおいて、前記ピストンと前記延長部は、相対的に回動可能に連結されていることを特徴としている。
- [0016] 本発明のスターリングエンジンにおいて、前記近似直線機構は、前記ピストンの上死点における前記連結部の前記シリンダの軸方向中心線から第1のズレ量が、前記ピストンの下死点における前記連結部の前記シリンダの軸方向中心線からの第2のズレ量よりも小さな値となるように構成されていることを特徴としている。
- [0017] 本発明のスターリングエンジンにおいて、前記近似直線機構は、グラスホッパの機構であることを特徴としている。
- [0018] 本発明のスターリングエンジンにおいて、前記近似直線機構は、グラスホッパの機構であり、前記グラスホッパの機構は、第1及び第2の横方向リンクと、縦方向リンクとを有し、前記第1の横方向リンクの第1の端部は、前記延長部と前記コネクティングロッドとの前記連結部に回動可能に連結されており、前記第1の横方向リンクの第2の端部は、前記縦方向リンクの第1の端部と回動可能に連結されており、前記縦方向リンクの第2の端部は、前記スターリングエンジンの所定の位置に回動可能に固定されており、前記第2の横方向リンクの第1の端部は、前記第1の横方向リンクの中間の所定の位置にて前記第1の横方向リンクに回動可能に連結されており、前記第2の横方向リンクの第2の端部は、前記スターリングエンジンの所定の位置に回動可能に固定されていることを特徴としている。
- [0019] 本発明のスターリングエンジンにおいて、前記グラスホッパの機構において、前記第2の横方向リンクの前記第1の端部は、二股構造になっており、前記第1の横方向リンクの前記第1の端部が前記二股構造の間を通り抜けるように構成されていることを特徴としている。
- [0020] 本発明のスターリングエンジンにおいて、前記グラスホッパの機構において、前記第1の横方向リンクの前記第1の端部と、前記延長部と前記コネクティングロッドとの前記連結部とが、単一のピストンピンで連結されていることを特徴としている。
- [0021] 本発明のスターリングエンジンにおいて、前記グラスホッパの機構において、前記第1の横方向リンクの前記第1の端部、前記延長部と前記コネクティングロッドとの前記連結部における前記延長部の端部及び前記コネクティングロッドの端部の、3つの

前記端部のうちの2つの前記端部がそれぞれ二股構造を有しており、前記3つの端部のうちの残りの1つの前記端部が前記2つの端部の二股構造の中心に配置されていることを特徴としている。

[0022] 本発明のスターリングエンジンにおいて、更に、回転運動するクランクシャフトと、前記クランクシャフトと前記ピストンとを連結するコネクティングロッドとを備え、前記近似直線機構は、第1横方向腕と、第2横方向腕と、直線移動ガイドとを有し、前記第1横方向腕は、前記コネクティングロッドと交差するように設けられるとともに、前記ピストンと前記クランクシャフトとの間の位置であって前記シリンダの中心軸からオフセットした位置に配置される支点を中心に回動可能に設けられ、第2横方向腕は、第1及び第2端部を有し、前記第1端部には、往復直線運動する第1移動連結点が設けられ、前記第2端部には、前記ピストンと連結される第2移動連結点が設けられ、前記第1移動連結点と前記第2移動連結点との間には、第3移動連結点が設けられ、前記第3移動連結点には、前記第1横方向腕の前記支点とは反対側の端部が回動可能に連結され、前記直線移動ガイドは、前記第1移動連結点を支持するとともに、前記第1移動連結点が直線状に移動するのをガイドすることを特徴としている。

[0023] 本発明のスターリングエンジンにおいて、前記直線移動ガイドは、筒状のガイド部と、前記ガイド部内を摺動するスライダピストンとを有し、前記ガイド部内における前記スライダピストンの往復運動によって前記ガイド部内の気体を圧縮する圧縮手段としての機能を有することを特徴としている。

[0024] 本発明のスターリングエンジンにおいて、複数の前記ピストンと、前記複数のピストンにそれぞれ対応するように設けられた複数の前記近似直線機構とを備え、前記複数の近似直線機構にそれぞれ対応して、複数の前記圧縮手段を有し、前記複数の圧縮手段によって前記気体が段階的に昇圧されるように前記複数の圧縮手段が直列に接続されていることを特徴としている。

[0025] 本発明のスターリングエンジンにおいて、前記直列に接続された前記複数の圧縮手段において、後段の前記圧縮手段からの吐出量が前段の前記圧縮手段からの吐出量よりも小さくなるように構成されていることを特徴としている。

[0026] 本発明のスターリングエンジンにおいて、更に、少なくとも前記クランクシャフトが内

部に密封された状態で配置される筐体を備え、前記筐体の内部は、前記圧縮手段によって、加圧されることを特徴としている。

[0027] 本発明のハイブリッドシステムは、上記本発明のスターリングエンジンと、車両の内燃機関とを備えたハイブリッドシステムであって、前記スターリングエンジンは、前記車両に搭載され、前記スターリングエンジンの加熱器が前記内燃機関の排気系から受熱するように設けられたことを特徴としている。

[0028] 本発明のピストン機構は、シリンダと、前記シリンダとの間に気体軸受を介して気密を保ちつつ前記シリンダ内を往復運動するピストンと、回転運動するクランクシャフトと、前記クランクシャフトと前記ピストンとを連結するコネクティングロッドと、前記ピストンに直接的又は間接的に連結され、前記ピストンが前記シリンダ内を往復運動するとき近似直線運動するように設けられた近似直線機構とを備えている。

[0029] 本発明のピストン機構は、シリンダと、前記シリンダとの間に気体軸受を介して気密を保ちつつ前記シリンダ内を往復運動するピストンと、回転運動するクランクシャフトと、前記クランクシャフトと前記ピストンとを連結するコネクティングロッドと、第1横方向腕と、第2横方向腕と、直線移動ガイドとを備え、前記第1横方向腕は、前記コネクティングロッドと交差するように設けられるとともに、前記ピストンと前記クランクシャフトとの間の位置であって前記シリンダの中心軸からオフセットした位置に配置される支点を中心に回動可能に設けられ、第2横方向腕は、第1及び第2端部を有し、前記第1端部には、往復直線運動する第1移動連結点が設けられ、前記第2端部には、前記ピストンと連結される第2移動連結点が設けられ、前記第1移動連結点と前記第2移動連結点との間には、第3移動連結点が設けられ、前記第3移動連結点には、前記第1横方向腕の前記支点とは反対側の端部が回動可能に連結され、前記直線移動ガイドは、前記第1移動連結点を支持するとともに、前記第1移動連結点が直線状に移動するのをガイドすることを特徴としている。

[0030] 本発明のピストン機関において、前記ピストン機関はスターリング機関であり、ヒータと再生器とクーラーとを有する熱交換器から送られる作動流体が前記シリンダ内に導入されることにより、前記ピストンが駆動されることを特徴としている。

[0031] 本発明のピストン機関において、前記熱交換器の少なくとも前記ヒータが、内燃機

関の排気経路に配置されて、当該内燃機関の排熱を回収することを特徴としている。

- [0032] 本発明のピストン機関において、前記直線移動ガイドは、筒状のガイド部と、前記ガイド部内を摺動するスライダピストンとを有し、前記ガイド部内における前記スライダピストンの往復運動によって前記ガイド部内の気体を圧縮する圧縮手段としての機能を有することを特徴としている。

### 発明の効果

- [0033] 本発明のスターリングエンジンによれば、摩擦損失を低減することができ、低熱源、低温度差で作動し、出力が増加する。

### 図面の簡単な説明

- [0034] [図1]図1は、本発明のスターリングエンジンの第1実施形態を示す正面図である。  
[図2]図2は、本発明のスターリングエンジンの第1実施形態において、排気管に取り付けられた状態を示す正面図である。  
[図3]図3は、本発明のスターリングエンジンの第1実施形態を示す側面図である。  
[図4]図4は、従来のピストン・クランク機構を示す説明図である。  
[図5]図5は、本発明のスターリングエンジンの第1実施形態に適用されるピストン・クランク機構を示す説明図である。  
[図6]図6は、本発明のスターリングエンジンの第1実施形態において、ピストン・クランク機構のリンク構成を示す説明図である。  
[図7]図7は、本発明のスターリングエンジンの第1実施形態において、ピストンの移動に伴うピストン・クランク機構の形状変化を示す説明図である。  
[図8]図8は、本発明のスターリングエンジンの第1実施形態において、ピストンの移動に伴うピストン・クランク機構の形状変化を示す他の説明図である。  
[図9]図9は、本発明のスターリングエンジンの第1実施形態において、ピストンの移動に伴うピストン・クランク機構の形状変化を示す更に他の説明図である。  
[図10]図10は、本発明のスターリングエンジンの第1実施形態において、ピストンの移動に伴うピストン・クランク機構の形状変化を示す更に他の説明図である。  
[図11]図11は、本発明のスターリングエンジンの第1実施形態において、ピストン・クランク機構の具体的な寸法の一例を示す説明図である。

[図12]図12は、本発明のスターリングエンジンの第1実施形態において、移動連結点Aの軌跡を示す説明図である。

[図13]図13は、本発明のスターリングエンジンの第1実施形態において、ピストン・クランク機構の具体的な形状の一例を示す要部縦断面図である。

[図14]図14は、図13の状態におけるピストン・クランク機構の要部横断面図である。

[図15]図15は、図13の状態からクランクが回転した位置におけるピストン・クランク機構の要部縦断面図である。

[図16]図16は、図15の状態におけるピストン・クランク機構の要部横断面図である。

[図17]図17は、本発明のスターリングエンジンの第1実施形態において、ピストン・クランク機構の連結部の変形例を示す要部横断面図である。

[図18]図18は、本発明のスターリングエンジンの第1実施形態において、ピストン・クランク機構の連結部の変形例を示す要部横断面図である。

[図19]図19は、本発明のスターリングエンジンの第1実施形態において、ピストン・クランク機構の連結部の変形例を示す要部横断面図である。

[図20]図20は、本発明のスターリングエンジンの第1実施形態において、ピストン・クランク機構の連結部の変形例を示す要部横断面図である。

[図21]図21は、本発明のスターリングエンジンの第1実施形態において、ピストン・クランク機構の連結部の変形例を示す要部横断面図である。

[図22]図22は、本発明のスターリングエンジンの第1実施形態において、ピストン・クランク機構の他の変形例を示す説明図である。

[図23]図23は、本発明のスターリングエンジンの第1実施形態において、ピストン・クランク機構の更に他の変形例を示す説明図である。

[図24]図24は、本発明のスターリングエンジンの第1実施形態において、ピストン・クランク機構の更に他の変形例を示す説明図である。

[図25]図25は、本発明のピストン機関の第2実施形態において、シリンダ支持構造を備えたスターリングエンジンを示す断面図である。

[図26]図26は、図25の矢印D方向から見た断面図である。

[図27]図27は、本発明のピストン機関の第2実施形態が備える近似直線機構を示す



説明図である。

[図28]図28は、一般のグラスホッパの機構を示す説明図である。

[図29]図29は、本発明のピストン機関の第2実施形態が備える近似直線機構の直線移動ガイド部を示す説明図である。

[図30]図30は、本発明のピストン機関の第2実施形態が備える近似直線機構の直線移動ガイド部を示す説明図である。

[図31]図31は、本発明のピストン機関の第2実施形態において、ピストンの移動にともなう近似直線機構の動作を示す説明図である。

[図32]図32は、本発明のピストン機関の第2実施形態において、ピストンの移動にともなう近似直線機構の動作を示す説明図である。

[図33]図33は、本発明のピストン機関の第2実施形態において、ピストンの移動にともなう近似直線機構の動作を示す説明図である。

[図34]図34は、本発明のピストン機関の第2実施形態において、ピストンの移動にともなう近似直線機構の動作を示す説明図である。

[図35]図35は、本発明のピストン機関の第2実施形態の搭載例を示す説明図である。

[図36]図36は、本発明のピストン機関の第3実施形態を示す断面図である。

[図37]図37は、本発明のピストン機関の第3実施形態を示す断面図である。

[図38]図38は、本発明のピストン機関の第3実施形態の第1変形例を示す説明図である。

[図39]図39は、本発明のピストン機関の第3実施形態の第1変形例を示す他の説明図である。

[図40]図40は、本発明のピストン機関の第3実施形態の第2変形例を示す説明図である。

[図41]図41は、従来のスターリングエンジンの構成例を示す一部断面側面図である。

## 符号の説明

[0035] 10 スターリングエンジン

- 20 高温側パワーピストン
- 21 膨張ピストン
- 22 高温側シリンダ
- 30 低温側パワーピストン
- 31 圧縮ピストン
- 32 低温側シリンダ
- 45 冷却器
- 46 再生器
- 47 加熱器
- 48 空気軸受
- 50 近似直線機構
- 60 ピストンピン
- 62 クランクピン
- 64 ピストン支柱部
- 65 コネクティングロッド
- 67 ピン
- 90 熱交換器
- 100 排気管
- 301 ピストン
- 302 シリンダ
- 303 ピストン連結部材
- 304 クランク軸
- 305 コンロッド
- 310 近似直線機構
- 311 第1横方向腕
- 312 第2横方向腕
- 320、320<sub>1</sub>、320<sub>2</sub>、321、322 直線移動ガイド
- 320g、320<sub>1</sub>g、320<sub>2</sub>g、321g ガイド部

325、325' スライダピストン  
326 転輪  
330、330<sub>1</sub>、330<sub>2</sub> 圧縮手段  
331 圧縮手段  
400 スターリングエンジン  
418 クランクケース  
420 内燃機関  
422 排気通路  
A 第1移動連結点  
B 第2移動連結点  
M 第3移動連結点  
Q 支点

#### 発明を実施するための最良の形態

[0036] 以下、本発明のスターリングエンジンの一実施形態につき図面を参照しつつ詳細に説明する。

[0037] (第1実施形態)

図1は、本実施形態のスターリングエンジンを示す正面図である。図3は、同側面図である。図1及び図3に示すように、本実施形態のスターリングエンジン10は、 $\alpha$ 型(2ピストン形)のスターリングエンジンであり、二つのパワーピストン20、30を備えている。低温側パワーピストン30のピストン31は、高温側パワーピストン20のピストン21に対して、クランク角で90°程度遅れて動くように位相差がつけられている。

[0038] 高温側パワーピストン20のシリンダ(以下高温側シリンダという)22の上部の空間(膨張空間)には、加熱器47によって加熱された作動流体が流入する。低温側パワーピストン30のシリンダ(以下低温側シリンダという)32の上部の空間(圧縮空間)には、冷却器45によって冷却された作動流体が流入する。再生器46は、膨張空間と圧縮空間を作動流体が往復する際に熱を蓄える。即ち、膨張空間から圧縮空間へと作動流体が流れる時には、再生器46は、作動流体より熱を受け取り、圧縮空間から膨張空間へと作動流体が流れる時には、蓄えられた熱を作動流体に渡す。

- [0039] 2つのピストン21、31の往復動に伴い、作動ガスの往復流動が生じて高温側シリンダ22の膨張空間と低温側シリンダ32の圧縮空間にある作動流体の割合が変化するとともに、全内容積も変わるため、圧力の変動が生じる。2つのピストン21、31がそれぞれ同位置にある場合の圧力を比較すると、膨張ピストン21についてはその上昇時より下降時の方がかなり高く、圧縮ピストン31については逆に低くなる。このため、膨張ピストン21は外部に対し大きな正の仕事(膨張仕事)を行い、圧縮ピストン31は外部から仕事(圧縮仕事)を受ける必要がある。膨張仕事は、一部が圧縮仕事に使われ、残りが駆動軸40を介して出力として取り出される。
- [0040] 高温側シリンダ22及び低温側シリンダ32のそれぞれは、円筒状に形成されており、直方体の箱状に形成されたクランクケース41に直立した状態で配置される。高温側シリンダ22及び低温側シリンダ32は、クランクケース41の上面部42に固定されている。低温側シリンダ32は、その全体がクランクケース41の内部に收容されている。高温側シリンダ22は、その一部がクランクケース41の内部に收容され、残りの一部はクランクケース41の外部にまで延びるように設けられている。
- [0041] 低温側シリンダ32の上方には、冷却器45が設けられ、その冷却器45の上には再生器46が設けられ、その再生器46の上には、加熱器47の一端部が接続されている。加熱器47の他端部は、高温側シリンダ22の上部に接続されている。冷却器45には、冷却水が使用される。
- [0042] 作動流体は、その平均圧力が高い程、冷却器45や加熱器47による同じ温度差に対しての圧力差が大きくなるので高い出力が得られる。そのため、高温側シリンダ22、低温側シリンダ32内の作動流体は高圧に保持されている。本実施形態では、クランクケース41の内部全体が高圧に保持されている。即ち、クランクケース41が高圧容器として機能している。
- [0043] ピストン21、31は、円柱状に形成されている。ピストン21、31の外周面とシリンダ22、32の内周面との間には、それぞれ数十 $\mu$ mの微小クリアランスが設けられており、そのクリアランスには、スターリングエンジン10の作動流体(空気)が介在している。後述するように、ピストン21、31は、それぞれシリンダ22、32に対して空気軸受48により非接触の状態で支持されている。したがって、ピストン21、31の周囲には、ピストン

リングは設けられておらず、また、一般にピストンリングと共に使用される潤滑油も使用されていない。但し、シリンダ22、32の内周面には、固定潤滑材が付されている。空気軸受48の作動流体の摺動抵抗は元々極めて低いが、更に低減するために、固定潤滑材が付されている。上記のように、空気軸受48は、作動流体(気体)により膨張空間、圧縮空間それぞれの気密を保ち、リングレスかつオイルレスでクリアランスシールを行う。

[0044] 本実施形態のスターリングエンジン10は、車両においてガソリンエンジン(内燃機関)と共に用いられてハイブリッドシステムを構成する。即ち、スターリングエンジン10は、ガソリンエンジンの排気ガスを熱源として用いる。図2に示すように、スターリングエンジン10の加熱器47が車両のガソリンエンジンの排気管100の内部に配置され、排気ガスから回収した熱エネルギーにより作動流体が加熱されてスターリングエンジン10が作動する。なお、スターリングエンジン10の加熱器47の取付位置は、車両の内燃機関の排気系であれば、排気管100に限定されない。

[0045] 本実施形態のスターリングエンジン10は、排気管100の内部にその加熱器47が収容されるというように車両内の限られたスペースに設置されるため、装置全体がコンパクトである方が設置の自由度が増す。そのために、スターリングエンジン10では、2つのシリンダ22、32をV字形ではなく、直列並行に配置した構成を採用している。

[0046] 加熱器47が排気管100の内部に配置されるに際しては、排気管100の内部において相対的に高温の排気ガスが流れる上流側(ガソリンエンジンに近い側)100aに、加熱器47の高温側シリンダ22側が位置し、相対的に低温の排気ガスが流れる下流側(ガソリンエンジンから遠い側)100bに加熱器47の低温側シリンダ32側が位置するように配置される。

[0047] スターリングエンジン10の熱源は、上記のように車両のガソリンエンジンの排気ガスであり、スターリングエンジン10に専用に用意された熱源ではない。そのため、それほど高い熱量が得られるわけではなく、排気ガスの例えば約800℃程度の熱量でスターリングエンジン10が作動する必要がある。そのために、本実施形態では、スターリングエンジン10の内部フリクションを可能な限り低減させることとしている。

[0048] 本実施形態では、スターリングエンジンの内部フリクションのうち最も摩擦損失が大

きいピストンリングによる摩擦損失を無くすため、上記の通り、ピストンリングを使用せずに、その代わりに、シリンダ22、32とピストン21、31との間には、それぞれ空気軸受(エアベアリング)48が設けられる。

- [0049] 空気軸受48は、摺動抵抗が極めて小さいため、スターリングエンジン10の内部フリクションを大幅に低減させることができる。上記のように、空気軸受48を用いても、シリンダ22、32とピストン21、31との間の気密は確保されるため、膨張空間、圧縮空間の高圧の作動流体が膨張、収縮の際に漏れるという問題は生じない。
- [0050] 空気軸受48は、シリンダ22、32とピストン21、31の間の微小なクリアランスで発生する空気の圧力(分布)を利用して、ピストン21、31が空中に浮いた形となる軸受である。本実施形態の空気軸受48では、シリンダ22、32とピストン21、31との間の直径クリアランスは数十 $\mu\text{m}$ である。
- [0051] 空中に物体を浮上させる空気軸受を実現するには、機構的に空気圧が強くなる部分(圧力勾配)ができるようにする他に、後述するように高圧の空気を吹きつけるものでもよい。
- [0052] また、空気軸受48を使用することで、ピストンリングで用いる潤滑油が不要となるので、潤滑油によりスターリングエンジン10の熱交換器(再生器46、加熱器47など)90が劣化するという問題が発生しない。なお、本実施形態では、上記のように、ピストンリングにおける摺動抵抗と潤滑油の問題が解消されれば足りるので、流体軸受のうち油を使用する油軸受を除いた、気体軸受であれば空気軸受48に限られることなく適用することができる。
- [0053] 本実施形態のピストン21、31とシリンダ22、32との間には、静圧空気軸受を用いることも可能である。静圧空気軸受とは、加圧流体を噴出させ、発生した静圧によって物体(本実施形態ではピストン21、31)を浮上させるものである。また、静圧空気軸受に代えて、動圧空気軸受を用いることも可能である。
- [0054] 空気軸受48を用いて、ピストン21、31をシリンダ22、32内で往復運動させる際には、直線運動精度を空気軸受48の直径クリアランス未満にしなければならない。また、空気軸受48の負荷能力が小さいため、ピストン21、31のサイドフォースを実質的にゼロにしなければならない。即ち、空気軸受48は、シリンダ22、32の直径方向(横方

向、スラスト方向)の力に耐える能力(耐圧能力)が低いため、シリンダ22、32の軸線に対するピストン21、31の直線運動精度が高い必要がある。

[0055] 特に、本実施形態で採用する、微小クリアランスの空気圧を用いて浮上させて支持するタイプの空気軸受48は、高圧の空気を吹き付けるタイプに比べても、スラスト方向の力に対する耐圧能力が低いため、その分だけ高いピストンの直線運動精度が要求される。

[0056] 上記の理由から、本実施形態では、図3に示すように、ピストン・クランク部にグラスホッパの機構(近似直線リンク)50を採用する。グラスホッパの機構50は、他の直線近似機構(例えばワットの機構)に比べて、同じ直線運動精度を得るために必要な機構のサイズが小さくて済むため、装置全体がコンパクトになるという効果が得られる。特に、本実施形態のスターリングエンジン10は、自動車のガソリンエンジンの排気管100の内部にその加熱器47が収容されるというように限られたスペースに設置されるため、装置全体がコンパクトである方が設置の自由度が増す。

[0057] また、グラスホッパの機構50は、同じ直線運動精度を得るために必要な機構の重量が他の機構よりも軽量で済むため、燃費の点で有利である。さらに、グラスホッパの機構50は、機構の構成が比較的簡単であるため、構成(製造・組み立て)し易い。

[0058] 次に、図3ー図16を参照して、グラスホッパの近似直線機構50について説明する。

[0059] A. ピストン・クランク機構の概要:

図4は、従来のスターリングエンジンにおけるピストン・クランク機構を示す説明図であり、図5は、本実施形態のスターリングエンジン10におけるピストン・クランク機構を示す説明図である。図4に示すように、従来の機構は、シリンダ110と、ピストン120と、コネクティングロッド130と、クランクシャフト140とを備えている。ピストン120と、コネクティングロッド130は、ピストン120の中央部付近においてピストンピン160で互いに連結されている。コネクティングロッド130とクランクシャフト140は、クランクピン162で連結されている。ピストン120が上下に往復運動すると、クランクシャフト140がその軸142(「駆動軸」とも呼ぶ)を中心に回転する。

[0060] 図5は、スターリングエンジン10のピストン・クランク機構の概略構成を示している。本実施形態において、ピストン・クランク機構は、高温側パワーピストン20側と低温側

パワーピストン30側とで共通の構成を採用しているため、以下では、低温側パワーピストン30側についてのみ説明し、高温側パワーピストン20側についての説明は省略する。

[0061] スターリングエンジン10のピストン・クランク機構は、シリンダ32と、ピストン31と、コネクティングロッド65と、クランクシャフト61とを備えており、さらに近似直線機構50も備えている。近似直線機構50は、上述した通り、グラスホッパの近似直線機構である。

[0062] 図3及び図5に示すように、ピストン31には、ピストン支柱部64が接続されている。ピストン31とピストン支柱部64とが別体として形成されている。このピストン31の下端部とピストン支柱部64の上端部は、ピン67によって互いに回動可能に連結されている。ピストン支柱部64は、ピストン支柱部64の下端においてピストンピン60で互いに連結されている。コネクティングロッド65とクランクシャフト61は、クランクピン62で連結されている。ピストン31が上下に往復運動すると、クランクシャフト61がその軸40(「駆動軸」とも呼ぶ)を中心に回転する。

[0063] 近似直線機構50は、2つの横方向リンク52、54と、1つの縦方向リンク56とを有している。第1の横方向リンク52の一端は、ピストンピン60の位置においてピストン支柱部64の下端に回動可能に連結されている。第2の横方向リンク54の一端は、第1の横方向リンク52の中間の所定の位置において第1の横方向リンク52に回動可能に連結されている。第2の横方向リンク54の他端は、ピストン・クランク機構の所定の位置に回動可能に固定されている。縦方向リンク56の一端は、第1の横方向リンク52のピストンピン60とは反対側の端部において、第1の横方向リンク52と回動可能に連結されている。縦方向リンク56の他端は、ピストン・クランク機構の所定の位置に回動可能に固定されている。

[0064] 図4及び図5において、黒丸で表されている連結部(駆動軸40など)は、その軸を中心に回転または回動するが、シリンダ32との相対位置が変化しない連結点(以下「支点」と呼ぶ)である。また、白丸で表されている連結部(ピストンピン60など)は、その軸を中心に回転または回動するとともに、シリンダ32との相対位置が変化する連結点(以下「移動連結点」と呼ぶ)である。ここで、「回転」とは360度以上の範囲で回る



ことを意味しており、「回動」とは、360度未満の範囲で回ることを意味している。

[0065] なお、図4、図5では、本実施形態のスターリングエンジン10のうち、ピストン・クランク機構とシリンダ32以外は図示が省略されている。

[0066] 図6の(A)ー(C)は、本実施形態のピストン・クランク機構のリンク構成を示す説明図である。図6の(A)は、シリンダ32と、ピストン31と、コネクティングロッド65と、クランクシャフト61のみを示している。また、図6の(B)は、近似直線機構50のみを示している。図6の(C)は、図5に示した機構と同じものであり、図6の(A)、(B)の構成を組合わせたものである。

[0067] 図6の(A)ー(C)においては、以下のように各種の連結点が表されている。

- (1) 移動連結点A:ピストンピン60(図5)の中心軸。
- (2) 移動連結点B:第1の横方向リンク52の移動連結点Aとは反対側の端部にある連結点。
- (3) 移動連結点C:コネクティングロッド65の移動連結点Aとは反対側の端部にある連結点。
- (4) 移動連結点M:第1の横方向リンク52の中間点にある連結点。
- (5) 支点P:クランクシャフト61の中心軸(駆動軸)。
- (6) 支点Q:第2の横方向リンク54の移動連結点Mと反対側の端部にある連結点。
- (7) 支点R:縦方向リンク56の移動連結点Bと反対側の端部にある連結点。

[0068] 移動連結点Aはピストンピン60の中心軸であり、ピストン31の往復運動に伴って上下方向Z(図6の(B))に沿って移動する。本明細書において、上下方向Zとは、シリンダ32の軸方向中心線(「軸中心」とも呼ぶ)に沿った方向を意味する。移動連結点A、Bは、第1の横方向リンク52の両端の連結点である。移動連結点Bは、縦方向リンク56が支点Rを中心に回動するのに伴って、円弧状の軌跡上を移動する。また、この移動連結点Bは、第2の横方向リンク54の支点Qの上下方向位置Xとほぼ同じ上下方向位置をとるように設定されている。

[0069] なお、仮想的に縦方向リンク56の長さを無限大に設定し、移動連結点Bが、支点Qと同一の上下方向位置X上を直線的に移動するようにすれば、移動連結点Aは上下方向Zに沿って完全な直線に近い運動を行う。現実には、縦方向リンク56の長さは

有限なので、移動連結点Aは直線運動からわずかにずれた軌跡上を移動する(これについては後述する)。ほぼ完全な直線運動機構は、縦方向リンク56の代わりに、移動連結点Bを直線的に案内するガイド部を採用すれば実現可能であるが、このガイド部と移動連結点Bとの摩擦が増大する。従って、摩擦の低減の観点からは、本実施形態の近似直線機構50の方が完全な直線運動機構よりも好ましい。

[0070] 第1の横方向リンク52の中間にある移動連結点Mの位置は、以下の関係を満足するように設定されている。

$$AM \times QM = BM^2$$

[0071] ここで、AMは連結点A, M間の距離を意味し、QMは連結点Q, M間の距離、BMは連結点B, M間の距離をそれぞれ意味している。

[0072] 図7ー図10は、ピストン31の移動に伴うピストン・クランク機構の形状変化を示している。近似直線機構50の3つの移動連結点A, B, Mのうちで、移動連結点A, Mはピストン31の移動に伴ってかなり大きく移動するが、縦方向リンク56の上端の移動連結点Bはあまり移動しないことが解る。図7には、近似直線機構50の形状変化の程度を示す指標として利用できる2つの角度 $\theta$ 、 $\phi$ が示されている。第1の角度 $\theta$ は、横方向Xから測った第2の横方向リンク54の角度 $\angle MQX$ である。また、第2の角度 $\phi$ は、上下方向Zからの縦方向リンク56の傾き角で $\angle BRZ$ である。これらの角度 $\theta$ 、 $\phi$ の値が取る範囲は、移動連結点Aの移動範囲(即ちピストン31のストローク)の設定と、近似直線機構50の各リンクの長さに依存する。

[0073] 上記のように、ピストン31の下端部とピストン支柱部64の上端部は、ピン67によって互いに回動可能に連結されている。この構成では、ピストン支柱部64の下端の軌跡が直線から多少ずれた場合にも、そのズレが、ピストン31を傾かせる力として働かない(即ち、ピストン支柱部64の下端のズレがピストン31にほとんど影響を与えない)という利点がある。即ち、グラスホッパの機構50の往復運動時に生じる直線運動からのズレを吸収するために、ピストン31とピストン支柱部64とをリジッドではなく、相対的に移動可能な状態(フリーな状態)で連結する。本実施形態では、一例としてピン67を用いて連結している。また、ピストンとピストン支柱部とが一体に形成されている場合に比べて、ピストンを近似直線機構及びコネクティングロッドと組み付ける作業が容

易になるという利点もある。一方、図示はしないが、ピストン支柱部64とピストン31とを一体として構成した場合には、仮に何らかの原因でピストン31がシリンダ32に対して傾きかけた場合にも、ピストン支柱部64が近似直線運動を行うときに、その傾きが矯正されるという利点がある。

[0074] 図11は、本実施形態におけるピストン・クランク機構の具体的な寸法の一例を示す説明図である。図12は、移動連結点Aの軌跡を示す説明図である。図11に示されている寸法は、上述した関係( $AM \times QM = BM^2$ )を満足していることが解る。図12に示されているように、移動連結点Aの軌跡は、近似的な直線部分を含んでおり、この近似的な直線部分がピストン31のストロークの範囲として利用される。このとき、ピストン31のストロークの範囲は、上死点における直線からのズレ量が、下死点における直線からのズレ量よりも小さくなるように設定される。ここで、「直線からのズレ量」の「直線」とは、シリンダ32の軸方向中心線を意味している。図12の例では、上死点におけるズレ量は約 $5 \mu m$ であり、下死点におけるズレ量は約 $20 \mu m$ である。

[0075] 上死点における移動連結点Aの直線からのズレ量が、下死点におけるズレ量よりも小さくなるように設定する理由は、上死点近傍では圧縮空気による力がピストン31にかかるからである(同様に、高温側パワーピストン20では、上死点近傍では膨張空気による力がピストン21にかかるからである)。即ち、上死点におけるズレ量が小さければ、圧縮空気による力によってピストン31に(又は膨張空気による力によってピストン21に)かかるスラスト(横方向の力)が小さくなるので、ピストン31とシリンダ32(又はピストン21とシリンダ22)との摩擦を低減することができる。一方、下死点では圧縮空気による力(又は膨張空気による力)が掛からないので、多少のズレがあっても上死点に比べて摩擦への影響は小さい。

[0076] なお、移動連結点Aの軌跡における近似的直線部分は、各リンク52、54、56の長さを大きくすることによって大きくすることが可能であるが、リンクを長くすると近似直線機構50のサイズが大きくなるという問題がある。換言すれば、上死点や下死点における直線からのズレ量と、近似直線機構50のサイズとは、トレードオフの関係にある。これらの点を考慮すると、ピストン31の上死点における移動連結点Aの直線からのズレ量は、常温で測定して約 $10 \mu m$ 以下になるように近似直線機構50を構成すること

が好ましい。また、下死点におけるズレ量は、約 $20\mu\text{m}$ 以下になるようにすることが好ましい。

[0077] 図12に示すように、ピストン31のストロークの範囲を設定した場合には、第2の横方向リンク54の角度 $\theta$ は、 $8.8^\circ$ 〜 $-17.9^\circ$ の範囲の値をとる(図11)。角度 $\theta$ の最大値( $8.8^\circ$ )は、ピストン31が上死点にある場合(図7)に相当し、最小値( $-17.9^\circ$ )はピストン31が下死点にある場合(図9)に相当する。縦方向リンク56の角度 $\phi$ は、 $0^\circ$ 〜 $2.2^\circ$ の範囲の値をとる。角度 $\phi$ の最小値( $0^\circ$ )は、連結点Q、A、M、Bがほぼ一直線上に並ぶ場合に相当し、最大値( $2.2^\circ$ )は、角度 $\theta$ の絶対値が最も大きくなる場合(この例では下死点)に相当する。なお、これらの角度 $\theta$ 、 $\phi$ の値の範囲は、近似直線機構50の各リンクの寸法と、ピストン31のストローク範囲の設定に依存する。

[0078] B. 具体的形状例:

図13および図14は、本実施形態におけるピストン・クランク機構の具体的な形状の一例を示している。上記の通り、ピストン31は、円柱状に形成されている。ピストン31の外周面には、ピストンリング用の溝及びピストンリングは設けられていない。ピストン31の平面視(横断面)形状は、高精度な真円状に形成されている。シリンダ32は円筒状に形成されており、シリンダ32の内周部の平面視形状は、高精度な真円状に形成されている。ピストン31の外周面とシリンダ32の内周部との間には、上記の通り、空気軸受48が設けられている。ピストン31及びシリンダ32の内周部のそれぞれの平面視形状が高精度な真円状に形成されていることにより、シール性の良い空気軸受48が実現される。

[0079] ピストンピン60とピストン31との間には、ピストンピン60とピストン31との間を所定の距離以上確保するために、ピストン支柱部64が設けられている。ピストン支柱部64によって、ピストンピン60とピストン31との間に所定距離以上開くことによって、ピストン31が往復移動する際に、ピストン31と近似直線機構50が接触しないようにすることができる。

[0080] ピストン支柱部64の長さは、ピストン31の上端からピストンピン60までの長さが、ピストン31のストロークの約 $1/2$ 倍以上で1倍未満の範囲の値になるように設定されて

いることが好ましい。その理由は、ピストン支柱部64の長さが過度に短いと、上死点において近似直線機構50がシリンダ32又はピストン31に衝突する可能性があるためである。また、ピストン支柱部64の長さが過度に長いとその重量が増加する分だけエネルギー損失が増すためである。

[0081] 図14に示すように、ピストン支柱部64と、コネクティングロッド65と、第1、第2の横方向リンク52、54とは、ピストン31が上下動したときにも互いに干渉しないように構成されている。具体的には、図14の例では、ピストン支柱部64は、シリンダ32の軸方向中心に設けられており、ピストン支柱部64の両側が、コネクティングロッド65の2枚の板状部材で挟まれている。コネクティングロッド65の外側には、第1の横方向リンク52の2枚の板状部材が配置されている。これら3種類の部材24、30、52は、ピストンピン60で連結されている。また、第1の横方向リンク52の更に外側には、第2の横方向リンク54の2枚の板状部材が設置されている。即ち、この例では、コネクティングロッド65と2つの横方向リンク52、54とは、端部が2つの板状部材に分かれた二股構造をそれぞれ有しており、中央のピストン支柱部64を両側から挟むような位置にそれぞれ配置されている。

[0082] 図15は、図13からクランクが回転し、横方向リンク52、54が水平になった位置における要部縦断面図であり、図16は、図15のC-C断面図である。なお、図16では、図示の便宜上、コネクティングロッド65とピストン支柱部64とにそれぞれハッチングを付している。

[0083] 図17ないし図21は、ピストン支柱部64とコネクティングロッド65と第1の横方向リンク52が取り得る種々の形状および位置関係(連結状態)を示している。図17の配置は、図16の配置からコネクティングロッド65とピストン支柱部64の位置関係を逆にしたものである。即ち、図17では、中央にコネクティングロッド65が配置されており、その外側にピストン支柱部64の二股構造部分が配置され、さらにその外側に第1の横方向リンク52の二股構造部分が配置されている。また、第2の横方向リンク54の二股構造部分は、最も外側に配置されている。

[0084] 図18の配置は、図16の配置からコネクティングロッド65と第1の横方向リンク52の位置関係を逆にしたものである。即ち、図18では、中央にピストン支柱部64が配置さ

れており、その外側に第1の横方向リンク52の二股構造部分が配置され、さらにその外側にコネクティングロッド65の二股構造部分が配置されている。

[0085] 図19の配置は、図17の配置からピストン支柱部64と第1の横方向リンク52の位置関係を逆にしたものである。即ち、図19では、中央にコネクティングロッド65が配置されており、その外側に第1の横方向リンク52の二股構造部分が配置され、さらにその外側にピストン支柱部64の二股構造部分が配置されている。

[0086] 図20の配置は、図18の配置からピストン支柱部64と第1の横方向リンク52の位置関係を逆にしたものである。即ち、図20では、中央に第1の横方向リンク52が配置されており、その外側にピストン支柱部64の二股構造部分が配置され、さらにその外側にコネクティングロッド65の二股構造部分が配置されている。

[0087] 図21の配置は、図20の配置からピストン支柱部64とコネクティングロッド65の位置関係を逆にしたものである。即ち、図21では、中央に第1の横方向リンク52が配置されており、その外側にコネクティングロッド65の二股構造部分が配置され、さらにその外側にピストン支柱部64の二股構造部分が配置されている。

[0088] 図16～図21のいずれの構成においても、第2の横方向リンク54の端部は二股構造になっており、他の部材64, 65, 52, 60の外側に配置されている。そして、近似直線機構が動作する際には、第2の横方向リンク54の二股構造の間を、第1の横方向リンク52の端部が二股構造の間を通り抜けるように構成されている。このような構成によれば、コネクティングロッド65を短くしても、第1の横方向リンク52の端部と第2の横方向リンク54の端部とが干渉することが無いので、ピストン・クランク機構の縦方向の寸法の増大を抑制することができる。

[0089] また、図16～図21に示す構成では、第1の横方向リンクの端部と、ピストン支柱部64の下端(ピストンの下端)と、コネクティングロッド65の上端とが、1つのピストンピン60で連結されている。このような構成によれば、第1の横方向リンク52とピストン支柱部64とコネクティングロッド65とが1つのピストンピン60で連結されるので、この連結部分の構造が単純になり、コンパクトにできるという利点がある。

[0090] さらに、図16～図21に示す構成では、第1の横方向リンク52の端部と、ピストン支柱部64の下端と、コネクティングロッド65の上端と、の3つの端部のうち2つの端部が

それぞれ二股構造を有しており、残りの1つの端部が前記2つの端部の二股構造の中心に配置されている。このような構成によれば、第1の横方向リンク52とピストン支柱部64とコネクティングロッド65との連結部分が対称な形になるので、非対称な形状とすることによるサイドフォースが発生することを防止できるという利点がある。

- [0091] なお、これらの部材64、65、52、54の位置関係は、図16ないし図21に示したもの以外の他の位置関係をとることも可能である。
- [0092] 図22～図24は、ピストン・クランク機構の変形例を示す説明図である、図22の機構は、図6の(A)～(C)に示した本実施形態の機構の縦方向リンク56を連結点Bの上側に配置したものであり、他の構成は上記実施形態と同じである。図22の機構によっても、上記実施形態と同一の効果が得られる。
- [0093] 図23の機構は、図6の(A)～(C)に示した本実施形態の機構の支点Qを移動連結点B側に移動して、移動連結点A(ピストンピン)と支点P(クランク軸)とを結ぶ直線上に配置したものであり、他の構成は上記実施形態と同じである。図24の機構は、支点Qをさらに右側に配置したものである。図23、図24の機構では、第2の横方向リンク54の長さが上記実施形態よりも短くなっており、上記実施形態の機構よりもコンパクトであるという利点がある。図23の機構は、図22、図24の機構に比べて直線性が良いという利点がある。
- [0094] 以上のように、上述した実施形態や変形例では、ピストン・クランク機構に近似直線機構50を設けることによって、ピストン31の下端がシリンダ32の軸中心に沿った近似的な直線状軌跡を移動するようにしたので、ピストン31の直線運動精度が高く、ピストン31のサイドフォースを実質的にゼロにすることが可能となり、ピストン31とシリンダ32との間にスラスト方向の耐圧能力の低い空気軸受48を設けても、問題が生じない。
- [0095] グラスホッパの近似直線機構は、近似直線上を移動する点(移動連結点A)が機構の一方の端部近傍に偏っているので、スターリングエンジン10のピストンの運動を規制するのに特に適しており、また、コンパクトな機構で良好な直線性を得ることが可能である。
- [0096] 上記の実施形態や変形例では、以下の項が開示される。
- [0097] 本実施形態のスターリングエンジンは、シリンダと、前記シリンダとの間に気体軸受

を介して気密を保ちつつ前記シリンダ内を往復運動するピストンと、前記ピストンに直接的又は間接的に連結され、前記ピストンが前記シリンダ内を往復運動するときに近似直線運動するように設けられた近似直線機構とを備えている。

[0098] 上記実施形態では、スターリングエンジンのピストン機構をリングレス(ピストンリング無し)、オイルレス(無潤滑)の状態にして、摩擦損失を低減しつつ潤滑油による熱交換器の劣化を防止するために、気体軸受の構成が採用されている。近似直線機構により、ピストンがシリンダ内を往復運動するときに近似直線運動する。従って、ピストンのサイドフォースが実質的に無くなる。このことから、近似直線機構は、サイドフォースの耐圧能力が低い気体軸受との組み合わせにおいて有機的な意味を有する。

[0099] 気体軸受は、支持対象物との間の微小なクリアランスに介在する気体の圧力により非接触で支持対象物を支持する。気体軸受には、いわゆるクリアランスシールが含まれる。クリアランスに介在する気体としては、スターリングエンジンの作動流体であることができる。また、気体軸受には、空気軸受が含まれる。装置構成の単純化の観点からは、気体軸受は、強制的に気体を吹き込むタイプではなく、気体の圧力分布で非接触に支持するタイプが好ましい。強制的に気体を吹き込むタイプではなく、気体の圧力分布で非接触に支持するタイプの気体軸受は、より一層、サイドフォースの耐圧能力が低いので、ピストンのサイドフォースを実質的に無くす近似直線機構との組み合わせが最適である。

[0100] 本実施形態のスターリングエンジンにおいて、更に、駆動軸を中心に回転するクランクシャフトと、前記ピストンから下方に延びるように設けられた延長部と、前記延長部と前記クランクシャフトとを連結するコネクティングロッドとを備え、前記近似直線機構は、前記延長部と前記コネクティングロッドとの連結部に連結され、前記連結部が前記シリンダの軸方向中心線に沿って近似直線運動するように前記連結部の動きを規制することを特徴としている。前記延長部は、前記ピストンから前記シリンダの軸方向中心線に沿って下方に延びるように設けられていることができる。コネクティングロッドは、ピストンとクランクシャフトとを連結する一要素である。前記近似直線機構は、下方に延びるように設けられた延長部を有するピストンとコネクティングロッドとの連結部に連結され、前記連結部が前記シリンダの軸方向中心線に沿って近似直線運動するよ



うに前記連結部の動きを規制し、前記連結部は、前記延長部に設けられていることを特徴としている。

[0101] 上記実施形態によれば、近似直線機構とピストンとが延長部で連結されているので、近似直線機構とピストンとの干渉の可能性、近似直線機構とシリンダとの干渉の可能性を低減することができる。この結果、近似直線機構をよりコンパクトに構成することが可能である。

[0102] 本実施形態のスターリングエンジンにおいて、前記ピストンと前記延長部は、相対的に回動可能に連結されていることを特徴としている。この構成では、延長部の下端の軌跡が直線から多少ズレた場合にも、そのズレがピストンにほとんど影響を与えないようにすることができる。

[0103] 本実施形態のハイブリッドシステムは、上記本実施形態のスターリングエンジンと、車両の内燃機関とを備えたハイブリッドシステムであって、前記スターリングエンジンは、前記車両に搭載され、前記スターリングエンジンの加熱器が前記内燃機関の排気系から受熱するように設けられている。

[0104] 本実施形態のスターリングエンジンは、上記構成により、摩擦損失が低減されているので、内燃機関の排気系のような低温熱源であっても十分に作動し、低温熱源からのエネルギー回収に好適に利用することができ、バイブリッドシステムの構築に適している。

[0105] 本実施形態のスターリングエンジンは、シリンダと、前記シリンダ内に気体軸受を介して気密を保ちつつ往復運動するピストンと、駆動軸を中心に回転するクランクシャフトと、前記ピストンと前記クランクシャフトとを連結するコネクティングロッドと、前記ピストンと前記コネクティングロッドとの連結部に連結された近似直線機構とを備えたことを特徴としている。近似直線機構により、前記連結部が前記シリンダの軸方向中心線に沿って近似直線運動するように前記連結部の動きが規制される。

[0106] 上記実施形態において、前記ピストンは、前記ピストンの頂部を構成するピストンヘッド部と、前記ピストンヘッド部の下方に前記シリンダの軸方向中心線に沿って延びるピストン支柱部(延長部材)とを有し、前記ピストンと前記コネクティングロッドとの前記連結部は、前記ピストン支柱部の下端に設けられている。前記ピストンヘッド部と前

記ピストン支柱部は回動可能に連結されている。

[0107] 上記実施形態において、前記近似直線機構は、前記ピストンの上死点における前記連結部の前記シリンダの軸方向中心線から第1のズレ量が、前記ピストンの下死点における前記連結部の前記シリンダの軸方向中心線からの第2のズレ量よりも小さな値となるように構成されていることを特徴としている。この実施形態において、上死点におけるズレ量が下死点におけるズレ量よりも小さくなるように設定する理由は、低温側パワーピストンでは、上死点近傍では圧縮空気による力が圧縮ピストンにかかるとともに、高温側パワーピストンでは、上死点近傍では膨張空気による力が膨張ピストンにかかるからである。即ち、上死点におけるズレ量が小さければ、圧縮空気による力によって圧縮ピストンに、又は膨張空気による力によって膨張ピストンに、かかるスラスト(横方向の力)が小さくなるので、それぞれピストンとシリンダとの摩擦を低減することができる。一方、下死点では圧縮空気による力(又は膨張空気による力)が掛からないので、多少のズレがあっても上死点に比べて摩擦への影響は小さい。

[0108] 上記実施形態において、近似直線機構は、グラスホッパの機構であることが好ましい。グラスホッパの機構は、近似直線上を移動する点が機構の一方の端部近傍に偏っているので、ピストン機関のピストン運動を規制するのに特に適しており、コンパクトな機構で良好な直線性を得ることが可能である。このことから、特に、グラスホッパの機構は、気体軸受を用いたスターリングエンジンとの組み合わせにおいて有機的な意味を有する。

[0109] グラスホッパの機構は、第1及び第2の横方向リンクと、縦方向リンクとを有しており、前記第1の横方向リンクの第1の端部は、前記ピストンと前記コネクティングロッドとの前記連結部に回動可能に連結されており、前記第1の横方向リンクの第2の端部は、前記縦方向リンクの第1の端部と回動可能に連結されており、前記縦方向リンクの第2の端部は、前記スターリングエンジンの所定の位置に回動可能に固定されており、前記第2の横方向リンクの第1の端部は、前記第1の横方向リンクの中間の所定の位置にて前記第1の横方向リンクに回動可能に連結されており、前記第2の横方向リンクの第2の端部は、前記スターリングエンジンの所定の位置に回動可能に固定されている。

[0110] 上記のグラスホッパの機構において、前記第2の横方向リンクの前記第1の端部は、二股構造になっており、前記第1の横方向リンクの前記第1の端部が前記二股構造の間を通り抜けるように構成することができる。この構成によれば、コネクティングロッドを短くしても第1の横方向リンクの第1の端部と第2の横方向リンクの第1の端部とが干渉することが無いので、スターリングエンジンのピストン機関の縦方向の寸法の増大を抑制することができる。

[0111] また、上記のグラスホッパの機構において、前記第1の横方向リンクの前記第1の端部と、前記ピストンと前記コネクティングロッドとの前記連結部とが、1つのピストンピンで連結されていることができる。この構成によれば、第1の横方向リンクとピストンとコネクティングロッドとが1つのピストンピンで連結されるので、連結部の構造が単純になる。

[0112] また、上記のグラスホッパの機構において、前記第1の横方向リンクの前記第1の端部と、前記ピストンと前記コネクティングロッドとの前記連結部における前記ピストンの端部及び前記コネクティングロッドの端部と、の3つの端部のうちの2つの端部がそれぞれ二股構造を有しており、残りの1つの端部が前記2つの端部の二股構造の中心に配置されていることができる。この構成によれば、第1の横方向リンクとピストンとコネクティングロッドとの連結部分が対称な形になるので、非対称な形状とすることによるサイドフォースが発生することを防止できる。

[0113] (第2実施形態)

次に、本発明の第2実施形態について説明する。第2実施形態は、本発明のピストン装置に係る実施形態である。

[0114] 以下、この発明につき図面を参照しつつ詳細に説明する。なお、この発明を実施するための最良の形態によりこの発明が限定されるものではない。また、下記発明を実施するための最良の形態における構成要素には、当業者が容易に想定できるもの、あるいは実質的に同一のものが含まれる。なお、以下の説明においては、ピストン機関としてスターリングエンジンを例として説明するが、本発明の適用対象はこれに限られない。例えば、スターリングエンジン以外のピストン機関や、スターリング冷凍機関に対しても本発明は適用できる。

- [0115] ピストン機関の一種であるスターリングエンジンは、理論熱効率に優れるという特徴があり、近年、乗用車やバス等の車両に搭載される内燃機関の排熱等を回収するために、スターリングエンジンが注目されている。スターリングエンジンの熱効率を向上させるためには、摩擦損失を低減することが重要である。上記特許文献1には、ワットリンクを用いた近似直線機構でピストンを略直線状に往復運動させることにより、ピストンとシリンダとの摩擦を低減する技術が開示されている。
- [0116] しかし、上記特許文献1に開示されているピストン機関は、近似直線機構にワットリンクを用いるため、2本の水平かん子がピストンの往復運動方向に直交する方向へ張り出す。このため、ワットリンクを格納するクランクケースが大型化するとともに、ピストン機関の重量増加を招く。そこで、本実施形態は、上記に鑑みてなされたものであって、ピストン機関の筐体を小型化することができるピストン機関を提供することを目的とする。
- [0117] 本実施形態は、筐体を小型化することができるピストン機関に関する。
- [0118] 図25は、本実施形態のシリンダ支持構造を備えたスターリングエンジンを示す断面図である。図26は、図25の矢印D方向から見た断面図である。ピストン機関であるスターリングエンジン400は、いわゆる $\alpha$ 型の直列2気筒スターリングエンジンであって、高温側シリンダ401内に収められた高温側ピストン402と、低温側シリンダ403内に収められた低温側ピストン404とを備えている。
- [0119] 高温側シリンダ401と低温側シリンダ403とは、ヒータ405と再生器406とクーラー407とで構成される熱交換器408によって接続されている。ヒータ405の一端は高温側シリンダ401に接続され、その他端は再生器406に接続される。また、再生器406は、その一端がヒータ405に接続され、その他端はクーラー407に接続される。さらに、クーラー407の一端は再生器406に接続され、その他端は低温側シリンダ403に接続される。また、高温側シリンダ401と低温側シリンダ403には作動流体(ここでは空気)が封入されており、ヒータ405から供給される熱によってスターリングサイクルを構成し、高温側ピストン402、低温側ピストン404を駆動する。
- [0120] 高温側ピストン402及び低温側ピストン404は、それぞれ高温側シリンダ401内及び低温側シリンダ403内に空気軸受け412を介して支持されている。すなわち、空気

軸受け412では、ピストンリングを介さないで、ピストンがシリンダ内に支持される。これによって、ピストンとシリンダとの摩擦が低減され、スターリングエンジン400の熱効率を向上させることができる。また、ピストンとシリンダとの摩擦を低減することにより、内燃機関420の排熱回収のような低熱源、低温度差の運転条件下においてもスターリングエンジン400を運転することができる。

[0121] 空気軸受け412を構成するために、ピストンとシリンダとの間隔は全周にわたって数十 $\mu\text{m}$ とする。なお、高温側シリンダ401、高温側ピストン402、低温側シリンダ403及び低温側ピストン404は、ガラスに限られず、セラミックスのような高弾性率材料により構成されてもよい。また、異なる材料の組み合わせにより、高温側シリンダ401、高温側ピストン402、低温側シリンダ403及び低温側ピストン404が構成されてもよい。また、高温側シリンダ401、高温側ピストン402、低温側シリンダ403及び低温側ピストン404の製造に際しては、加工性に優れた金属材料が使用されることができる。

[0122] 高温側ピストン402及び低温側ピストン404のそれぞれの往復運動は、コンロッド409によってクランク軸410に伝達されて、回転運動に変換される。コンロッド409は、図26に示す近似直線機構310によって支持されている。これにより、高温側ピストン402及び低温側ピストン404のそれぞれの略直線状に往復運動する。この近似直線機構310の詳細については後述する。このように、コンロッド409を近似直線機構310によって支持することにより、高温側及び低温側ピストン402、404のそれぞれのサイドフォース(ピストンの径方向に向かう力)がほとんど0になる。このことから、負荷能力の小さい空気軸受け412によって十分にピストンを支持することができる。ここで、上記コンロッド409、クランク軸410及び近似直線機構310は、密封された筐体であるクランクケース418内に配置される。そして、クランクケース418内を加圧することによって、間接的に高温側シリンダ401、熱交換器408及び低温側シリンダ403内の作動流体を加圧して、スターリングエンジン400の出力を向上させる。次に、本実施形態に係る近似直線機構310について説明する。

[0123] 図27は、本実施形態に係るスターリングエンジンが備える近似直線機構を示す説明図である。図28は、グラスホップ機構を示す説明図である。以下の説明において、黒丸で表されている連結点(例えば支点Q等)は、その軸を中心に回転又は回転す

るが、シリンダ2との相対位置が変化しない連結点(以下、単語の後に「支点」を付して表す)である。また、白丸で表されている連結点(第2移動連結点B等)は、その軸を中心に回転又は回動するとともに、シリンダ2との相対位置が変化する連結点(以下、単語の後に「移動連結点」を付して表す)である。

[0124] 図27に示すように、この近似直線機構310は、グラスホップ機構450(図28)を利用した直線近似リンク機構である。より具体的には、グラスホップ機構450の第1移動連結点Aを直線移動ガイド320によって支持して、第2移動連結点Bの近似直線運動に応じて前記第1移動連結点Aを直線往復運動させるものである。これにより、本実施形態の近似直線機構310では、グラスホップ機構450で必要だった縦方向腕453(図28)を設ける必要はない。これによって、スターリングエンジン400のクランクケース418をコンパクトにすることができる。特に、クランクケース418を加圧することによって、作動流体の圧力を高める方式のスターリングエンジンにおいては、クランクケース418が大型化すると耐圧性を確保するために、大幅な重量増加を招く。

[0125] これに対して、本実施形態によればクランクケース418をコンパクトにできるので、かかる重量増加を抑制することができる。また、縦方向腕453が不要になる結果、クランクケース418の設計に対する自由度が向上するので、ケース肉厚を薄くしつつ耐圧性を確保する設計もしやすくなる。さらに、スターリングエンジン400の設計に対する自由度も向上することにつながるので、スターリングエンジン400が搭載される機器に応じた設計も容易になる。

[0126] 図27に示すように、本実施形態に係る近似直線機構310は、第1横方向腕311と、第2横方向腕312とを備えて構成される。第1横方向腕311は、支点Qを中心として回動運動する。第2横方向腕312は、第1横方向腕311と連結される第3移動連結点Mを胴部312bに有している。第1横方向腕311は、第2移動連結点Bの近似直線運動方向に対して交差するように配置されている。第1横方向腕311における支点Qとは反対側の端部311mは、第3移動連結点Mにおいて、第2横方向腕312に対して回動可能に連結されている。

[0127] ここで、支点Qは、シリンダ中心軸Z上からオフセットされるとともに、シリンダ中心軸Zに対して第1移動連結点Aの反対側に配置される。また、第1横方向腕311は、ピ

ストン301(高温側ピストン402又は低温側ピストン404)とクランク軸304とを連結するコンロッド305と交差するように配置される。なお、次の説明においては、上記高温側ピストン402又は上記低温側ピストン404を、説明の便宜上、必要に応じてピストン301と表現する。

[0128] 第2横方向腕312も、第1横方向腕311と同様に、第2移動連結点Bの近似直線運動方向に対して交差するように配置されている。また、第2横方向腕312の一方の端部には第2移動連結点Bが設けられている。第2移動連結点Bは、ピストン連結部材303によってピストン301と連結されている。第2横方向腕312における第2移動連結点Bとは反対側の端部には、第1移動連結点Aが設けられている。

[0129] 第1移動連結点Aは、直線移動ガイド320により往復運動可能に支持されている。第2移動連結点Bが近似直線運動するとき、第1移動連結点Aは、直線移動ガイド320に沿って図27中の直線X-X上を往復運動する。ここで、直線X-Xは、ピストン301の往復運動方向(図中Z方向)に対して直交している。また、第3移動連結点Mは、次の(1)式を満たすように設定される。

$$BM \times MQ = AM^2 \cdots (1)$$

ここで、BMは第2移動連結点Bと第3移動連結点Mとの距離を表し、MQは第3移動連結点Mと支点Qとの距離を表し、AMは第1移動連結点Aと第3移動連結点Mとの距離を表す。

[0130] ピストン301とクランク軸304とを連結するコンロッド305は、第2移動連結点Bにおいて第2横方向腕312と連結されている。これにより、ピストン301の往復運動(図中Z方向における運動)は、ピストン連結部材303を介してクランク軸304に伝達され、クランク軸304は、その回転軸を中心として回転する。このように、ピストン301の往復運動は、クランク軸304によって回転運動に変換される。なお、クランク軸304の回転運動をピストン301の往復運動に変換することもできる。

[0131] 図29及び図30は、本実施形態に係るスターリングエンジンが備える近似直線機構の直線移動ガイド部を示す説明図である。図29に示すように、直線移動ガイド320は、筒状のガイド部320gと、当該ガイド部320g内を摺動するスライダピストン325(直線移動部)とで構成される。スライダピストン325と第2横方向腕312は、第1移動連

結点Aにおいて連結されている。スライダピストン325がガイド部320g内を往復運動することによって、第1移動連結点Aがガイド部320g内を直線移動する。このように、スライダピストン325により直線移動部を構成すれば、スライダピストン325を圧縮機としても利用できる。これについては後述する。なお、ガイド部320gは、スターリングエンジン400の筐体であるクランクケース418に設けられる。

[0132] また、図30に示す直線移動ガイド321は、スターリングエンジン400のクランクケースに設けられたガイド部321gと、当該ガイド部321g内を転動する転輪326(直線移動部)とにより構成される。転輪326と第2横方向腕312とは、第1移動連結点Aにおいて連結されている。転輪326がガイド部321g内を往復運動することによって、第1移動連結点Aがガイド部321g内を直線移動する。このように、転輪326を用いて直線移動部を構成すれば、ガイド部321gとの摩擦を低減できる。これにより、スターリングエンジン400全体としての摩擦損失を低減でき、特に低温熱源からエネルギーを回収する場合に好ましい。なお、上述したように、第1移動連結点Aは、ピストン301の往復運動方向(図中Z方向)に対して直交する方向の直線X-X上を往復運動するので、ガイド部320g、321gは、この直線X-X上に配置される。

[0133] 図31ー図34は、ピストンの移動にともなう本実施形態に係る近似直線機構の動作を示す説明図である。これらの図を用いて、本実施形態に係る近似直線機構310の動作について説明する。なお、直線移動ガイドとしては、転輪326を用いた直線移動ガイド321を適用するが、スライダピストン325を用いた直線移動ガイド320も同様に適用できる。

[0134] 図31に示す状態、すなわち、ピストン301が上死点の位置において、第1移動連結点Aはシリンダ2へ最も接近する。この位置から、ピストン301がクランク軸304の方向へ移動すると、クランク軸304は、図31の矢印R方向に回転する。すると、第2移動連結点Bがクランク軸304側へ移動するので、これにともなって、第2横方向腕312及びこれに設けられている第3移動連結点Mは、第1移動連結点Aを中心としてクランク軸304の方向へ向かって回転する。また、第3移動連結点Mが第1移動連結点Aを中心としてクランク軸304の方向へ向かって回転することにより、第1横方向腕311は、支点Qを中心としてクランク軸304の方向へ向かって回転する。



- [0135] このとき、第1移動連結点Aは、直線移動ガイド320をシリンダ302から遠ざかる方向へ移動する(図32)。ピストン301が下死点の位置にきたとき、近似直線機構310は図33に示す形状となる。このとき、ピストン301が下死点に向かうにしたがって、第1移動連結点Aは、直線移動ガイド320をシリンダ302へ近づく方向へ移動する。ピストン301が下死点を過ぎて再び上死点へ向かう過程で、第1移動連結点Aは、直線移動ガイド320をシリンダ302から遠ざかる方向へ移動する(図34)。
- [0136] 第1横方向腕311は、支点Qを中心として回転する。また、第1横方向腕311における支点Qとは反対側端部に位置する第3移動連結点Mは、第2移動連結点Bが移動する範囲、すなわち、ピストン301が上死点と下死点とを移動する範囲において、支点Qを中心に回転する。したがって、ピストン301が上死点位置において、直線X-Xと第1横方向腕311とのなす角 $\theta$ の大きさにもよるが、ピストン301が上死点又は下死点のうち少なくとも一方で、第1移動連結点Aはシリンダ302へ最も接近する。また、第1移動連結点Aと、第2移動連結点Bと、第3移動連結点Mとが直線X-X上に位置したとき、第1移動連結点Aはシリンダ302から最も遠ざかる。このように、第1移動連結点Aは直線X-X上を行程S(図31)で往復運動する。
- [0137] このような構成により、本実施形態に係る近似直線機構310では、第2移動連結点Bがシリンダ中心軸Zにほぼ沿って近似直線状に往復運動する。これにより、ピストン301も同様に往復運動する。その結果、ピストン301に作用するサイドフォース(ピストン301の径方向に向かう力)をほとんど0にできるので、上記スターリングエンジン400のように、負荷能力の小さい空気軸受け412によっても十分にピストンを支持することができる。
- [0138] このとき、上死点近傍におけるピストン301と直線Y-Y(シリンダ中心軸Z)とのずれ量は、下死点近傍におけるピストン301と直線Y-Yとのずれ量よりも小さく設定することが好ましい。これは次の理由による。スターリングエンジン400において、ピストン301(高温側ピストン402等)が上死点近傍に位置するときには、ピストン301に作用する作動流体の圧力は大きくなる。したがって、上死点におけるピストン301の前記ずれ量が小さければ、ピストン301に作用するサイドフォースFを小さくして、ピストン301とシリンダ302との摩擦を低減できるからである。一方、ピストン301が下死点近傍

に位置するときには、ピストン301に作用する作動流体の圧力は小さくなる。このため、下死点におけるピストン301の前記ずれ量が多少大きくても、ピストン301とシリンダ302との摩擦に対する影響は小さいからである。なお、上記ずれ量 $\delta l_t$ 、 $\delta l_u$ は、第1、第2横方向腕311、312の長さや、第3移動連結点Mの位置等によって調整することができる。

[0139] 図35は、本実施形態に係るピストン機関の搭載例を示す説明図である。この搭載例は、本実施形態に係るピストン機関であるスターリングエンジン400を、内燃機関の排熱回収に用いるものである。図35に示すように、スターリングエンジン400の熱交換器408の少なくともヒータ405を、例えばガソリンエンジンやディーゼルエンジン等といった内燃機関420の排気通路422内に配置する。このような構成により、スターリングエンジン400によって前記内燃機関420の排ガスGの持つ排熱を回収することができる。

[0140] 以上、本実施形態によれば、近似直線機構であるグラスホッパの縦方向腕が不要になるので、近似直線機構を格納するピストン機関のケースをコンパクトにすることができる。その結果、ピストン機関全体をコンパクトにできるとともに、ピストン機関の重量増加を抑制することができる。特に、クランクケースを加圧することによって作動流体の圧力を高める方式のピストン機関においては、クランクケースをコンパクトにできるので、耐圧性確保に起因する重量増加を抑制することができる。また、縦方向腕が不要になる結果、クランクケースの設計に対する自由度が向上するので、ケース肉厚を薄くしつつ耐圧性を確保する設計もしやすくなる。さらに、ピストン機関の設計に対する自由度も向上することにつながるので、ピストン機関が搭載される機器に応じた設計も容易になる。特に、内燃機関の排熱回収に用いる場合には、搭載位置の制約が多くなるが、かかる場合において配置の自由度が向上する。

[0141] (第3実施形態)

第3実施形態に係るピストン機関は、上記第2実施形態に係るピストン機関と略同一の構成であるが、直線移動ガイドを筒状のガイド部と、当該ガイド部内を摺動するスライダピストンとにより構成し、第1移動連結点を直線運動可能に保持するとともに、前記ガイド部と前記ピストンとにより圧縮手段を構成する点が異なる。その他の構成は

第2実施形態と同様なのでその説明を省略するとともに、同一の構成要素には同一の符号を付する。

[0142] 図36、図37は、第3実施形態に係るピストン機関を示す断面図である。ここでは、ピストン機関であるスターリングエンジン400の低温側ピストン404側に圧縮手段330を構成した例について説明する。図7に示すように、このスターリングエンジン400は、低温側ピストン404に設けられる近似直線機構310の直線移動ガイド320を、圧縮手段330として利用する。

[0143] 直線移動ガイド320は、筒状のガイド部320gと、当該ガイド部320g内を摺動するスライダピストン325(直線移動部)とにより構成される。スライダピストン325と第2横方向腕312とは、第1移動連結点Aで連結されている。ピストン機関であるスターリングエンジン400の運転により高温側ピストン402が往復運動すると、スライダピストン325がガイド部320g内を往復運動する。これにより、ガイド部320gとスライダピストン325との空間に導入された気体(ここでは空気)が、ガイド部320gの頂部320gtに形成された吐出孔341oから吐出される。

[0144] 圧縮手段330としての機能を発揮させるために、ガイド部320gの頂部320gtには、吸入孔341iと吐出孔341oとを形成し、それぞれに吸入側逆止弁342i、吐出側逆止弁342oを取付ける。吸入側逆止弁342iは、ガイド部320g内から外に移動する気体の流れを止め、また、吐出側逆止弁342oはガイド部320g内へ流入する気体の流れを止める。このような構成によって、スライダピストン325がガイド部320gの頂部320gtの反対側へ移動したときに吸入孔341iからガイド部320g内へ気体を吸引し、スライダピストン325が頂部320gt側へ移動したときに、吸引した気体を吐出孔341oから吐出する。これによって、直線移動ガイド320が圧縮手段330として機能する。なお、圧縮手段330としての機能を発揮させるために、摺動抵抗が許容できる範囲でスライダピストン325の外表面とガイド部320gの内表面との間に、シール部材を設けることが好ましい。

[0145] このように、本実施形態に係るスターリングエンジン400では、第1移動連結点の直線移動ガイド320を圧縮手段330として機能させるので、これをスターリングエンジン400の補機として利用することができる。特に、このスターリングエンジン400は、出力

を向上させるため、クランクケース418内を加圧することによって、作動流体を加圧する。この場合、図37に示すように、吐出孔341oから吐出される気体をクランクケース418内へ導くことにより、クランクケース内加圧手段として直線移動ガイド320を利用することができる。これにより、クランクケース加圧手段(作動流体加圧手段)として別個に圧縮機を設ける必要はないので、スターリングエンジン400の製造コストを抑えることができる。

[0146] 図38、図39は、本実施形態の第1変形例を示す説明図である。この第1変形例に係るスターリングエンジン400は、上記第2実施形態に係るピストン機関と略同一の構成であるが、高温側ピストン402及び低温側ピストン404の双方に圧縮手段を設け、これらを直列に接続することにより気体を複数段階に圧縮する点が異なる。その他の構成は第2実施形態と同様なのでその説明を省略するとともに、同一の構成要素には同一の符号を付する。なお、シリンダーピストンを3組以上備えるスターリングエンジンにおいては、圧縮手段は3個以上備えることができる。

[0147] 高温側ピストン402及び低温側ピストン404には、それぞれ第1直線移動ガイド320<sub>1</sub>、第2直線移動ガイド320<sub>2</sub>が設けられており、それぞれが第1圧縮手段330<sub>1</sub>、第2圧縮手段330<sub>2</sub>を構成する。第1圧縮手段330<sub>1</sub>のガイド部320<sub>1g</sub>には、第1吸入側逆止弁342<sub>1i</sub>、第1吐出側逆止弁342<sub>1o</sub>が取付けられ、また、第2圧縮手段330<sub>2</sub>のガイド部320<sub>2g</sub>には、第2吸入側逆止弁342<sub>2i</sub>、第2吐出側逆止弁342<sub>2o</sub>が取付けられる。

[0148] そして、第1圧縮手段330<sub>1</sub>で圧縮された気体は、第1吐出側逆止弁342<sub>1o</sub>を介して蓄圧タンク343へ送られ、蓄圧タンク343からは第2吸入側逆止弁342<sub>2i</sub>を介して第2圧縮手段330<sub>2</sub>へ圧縮された気体を送られる。第2圧縮手段330<sub>2</sub>でさらに圧縮された気体は、第2吐出側逆止弁342<sub>2o</sub>を介してクランクケース418内へ送られ、当該ケース内を加圧する。このように、第1圧縮手段330<sub>1</sub>と第2圧縮手段330<sub>2</sub>とは直列に接続されて、複数段階に気体を圧縮する。

[0149] 第1圧縮手段330<sub>1</sub>で圧縮された気体は、蓄圧タンク343へ溜められてから、第2圧縮手段330<sub>2</sub>へ送られる。そして、第2圧縮手段330<sub>2</sub>でさらに圧力を高められた気体がクランクケース418内へ送られる。このように、複数段階(ここでは二段階)で気体を圧縮するので、単独の圧縮手段で圧縮するよりも高い圧力まで気体を昇圧させること

ができる。また、圧縮手段としての効率も、最適な設計にできるので、圧縮効率も向上する。また、図39に示すように、複数段で気体を圧縮する場合には、前段である第1圧縮手段330<sub>1</sub>の吐出量V<sub>1</sub>(体積)を、後段である第2圧縮手段330<sub>2</sub>の吐出量V<sub>2</sub>(体積)よりも大きくしてもよい。このようにすれば、さらに効率よく気体を高圧まで圧縮することができる。

[0150] 図40は、第3実施形態の第2変形例を示す説明図である。このスターリングエンジンが備える圧縮手段331は、ダイヤフラム350によって構成されている。直線移動ガイド322は、クランクケース418に設けられたダイヤフラムベース419に設けられている。また、直線移動ガイド322は、スライダピストン325'と、これを摺動支持する支持部322gとを備える。スライダピストン325'とダイヤフラム板351とは、連結棒352によって連結されている。また、ダイヤフラムベース419は、連通孔419hによって、クランクケース418内部の圧力Pがダイヤフラム板351の背面に作用するようになっている。そして、高温側ピストン402等の往復運動によって、スライダピストン325'が往復運動することによって、ダイヤフラム板351が往復運動をして、ダイヤフラム350内の気体を吐出する。このように、ダイヤフラム350によっても、圧縮手段としての機能を発揮させることができ、また、ベローズを用いても同様である。

[0151] 以上、第3実施形態によれば、第1移動連結点の直線移動ガイドを圧縮手段として機能させるので、これをピストン機関の補機として利用することができる。その結果、別個に補機を設ける必要がないので、ピストン機関の製造コストや、これを搭載する聞き全体としてみた場合の製造コストを低減できる。特に、作動流体を加圧する形式のピストン機関では、当該圧縮手段によって作動流体を加圧することができる。これにより、加圧手段として別個に圧縮機を設ける必要はないので、その分、ピストン機関の製造コストも抑えることができる。

[0152] 上記第2実施形態、第3実施形態及びそれらの変形例では、以下の項が開示される。

[0153] 上述の目的を達成するために、本実施形態に係るピストン機関は、シリンダ内を往復運動するピストンと、回転運動するクランク軸とをコンロッドで連結したピストン機関であって、前記コンロッドと交差するとともに、前記ピストンと前記クランク軸との間で、

かつ前記シリンダの中心軸からオフセットした位置に配置される支点を中心に回動可能な第1横方向腕と、往復直線運動する第1移動連結点と前記ピストンと連結される第2移動連結点とを両端部に備えるとともに、前記第1横方向腕の前記支点とは反対側の端部が回動可能に連結される第3移動連結点を前記第1移動連結点と前記第2移動連結点との間に備える第2横方向腕と、前記第1移動節点を支持して直線運動させる直線移動ガイドと、を有している。

[0154] このピストン機関は、上記構成によって、近似直線機構であるグラスホッパ機構で必要だった縦方向腕が不要になるので、近似直線機構を格納するピストン機関のケースをコンパクトにすることができる。その結果、ピストン機関全体をコンパクトにできるとともに、ピストン機関の重量増加を抑制することができる。

[0155] また、本実施形態に係るピストン機関は、前記ピストン機関において、前記直線移動ガイドは、筒状のガイド部と、このガイド部内を摺動するスライダピストンとで構成されるとともに、前記スライダピストンの往復運動によって前記ガイド部内の気体を圧縮する圧縮手段であることを特徴とする。

[0156] このピストン機関は、第2横方向腕が備える第1移動連結点を往復直線運動させる直線移動ガイドを圧縮手段として機能させる。これにより、ピストン機関を小型化できるとともに、直線移動ガイドをピストン機関の補機として利用することができる。

[0157] また、本実施形態に係るピストン機関は、前記ピストン機関において、前記ピストンを複数有する場合には、複数の前記圧縮手段を備えるとともに、それぞれの前記圧縮手段を直列に接続して段階的に気体を昇圧することを特徴とする。

[0158] このピストン機関は、複数の直線移動ガイドを直列に接続して圧縮手段として用いることにより、複数段階で気体を圧縮するので、単独の圧縮手段で圧縮するよりも高い圧力まで気体を昇圧させることができる。

[0159] また、本実施形態に係るピストン機関は、前記ピストン機関において、後段の吐出量を前段の吐出量よりも小さくすることを特徴とする。

[0160] このような構成により、さらに効率よく気体を高圧まで圧縮することができる。

[0161] また、本実施形態に係るピストン機関は、前記ピストン機関はスターリング機関であり、ヒータと再生器とクーラーとで構成される熱交換器から送られる作動流体を前記シ

リンダ内に導入し、前記ピストンを駆動することを特徴とする。

[0162] この実施形態では、近似直線機構であるグラスホッパ機構で必要だった縦方向腕が不要になるので、ケース及びスターリングエンジン全体をコンパクトにできるとともに、スターリングエンジン全体の重量増加を抑制することができる。特に、作動流体を加圧する方式のスターリングエンジンにおいては、ケースをコンパクトにできるので、耐圧性確保に起因する重量増加を抑制することができる。

[0163] また、本実施形態に係るピストン機関は、前記ピストン機関において、少なくとも前記クランク軸を内部に密封配置する筐体を備え、前記圧縮手段によって、前記筐体内部を加圧することを特徴とする。

[0164] これにより、作動流体を加圧する手段として別個に圧縮機を設ける必要はないので、ピストン機関の製造コストを抑えることができる。

[0165] また、本実施形態に係るピストン機関は、前記ピストン機関において、前記熱交換器の少なくとも前記ヒータが、内燃機関の排気経路に配置されて、当該内燃機関の排熱を回収することを特徴とする。

[0166] このピストン機関では、ケースあるいはピストン機関全体をコンパクトにできるので、内燃機関の排熱回収に用いる場合には、配置の自由度が向上する。また、ピストン機関全体の重量増加も抑えることができるので、乗用車やバス等の車両に搭載された内燃機関の排熱回収に用いる場合には、車両全体の重量増加も抑制できる。

#### 産業上の利用可能性

[0167] 以上のように、本発明にかかるスターリングエンジンは、排熱のような各種の低温度差代替エネルギーを活用でき、省エネルギー対策に有用であり、特に、車両の内燃機関からの排気ガスを熱源として利用する場合のように、熱源から十分に余裕のある熱量を確保し難い環境下での使用に適している。

## 請求の範囲

- [1] シリンダと、  
前記シリンダとの間に気体軸受を介して気密を保ちつつ前記シリンダ内を往復運動するピストンと、  
前記ピストンに直接的又は間接的に連結され、前記ピストンが前記シリンダ内を往復運動するときに近似直線運動するように設けられた近似直線機構と  
を備えたことを特徴とするスターリングエンジン。
- [2] 請求項1記載のスターリングエンジンにおいて、  
更に、  
駆動軸を中心に回転するクランクシャフトと、  
前記ピストンから下方に延びるように設けられた延長部と、  
前記延長部と前記クランクシャフトとを連結するコネクティングロッドと  
を備え、  
前記近似直線機構は、前記延長部と前記コネクティングロッドとの連結部に連結され、前記連結部が前記シリンダの軸方向中心線に沿って近似直線運動するように前記連結部の動きを規制する  
ことを特徴とするスターリングエンジン。
- [3] 請求項2記載のスターリングエンジンにおいて、  
前記ピストンと前記延長部は、相対的に回動可能に連結されている  
ことを特徴とするスターリングエンジン。
- [4] 請求項2記載のスターリングエンジンにおいて、  
前記近似直線機構は、前記ピストンの上死点における前記連結部の前記シリンダの軸方向中心線から第1のズレ量が、前記ピストンの下死点における前記連結部の前記シリンダの軸方向中心線からの第2のズレ量よりも小さな値となるように構成されていることを特徴とするスターリングエンジン。
- [5] 請求項1から4のいずれか1項に記載のスターリングエンジンにおいて、  
前記近似直線機構は、グラスホッパの機構である  
ことを特徴とするスターリングエンジン。



- [6] 請求項2から4のいずれか1項に記載のスターリングエンジンにおいて、  
前記近似直線機構は、グラスホッパの機構であり、  
前記グラスホッパの機構は、  
第1及び第2の横方向リンクと、  
縦方向リンクとを有し、  
前記第1の横方向リンクの第1の端部は、前記延長部と前記コネクティングロッドとの  
前記連結部に回動可能に連結されており、  
前記第1の横方向リンクの第2の端部は、前記縦方向リンクの第1の端部と回動可  
能に連結されており、  
前記縦方向リンクの第2の端部は、前記スターリングエンジンの所定の位置に回動  
可能に固定されており、  
前記第2の横方向リンクの第1の端部は、前記第1の横方向リンクの中間の所定の  
位置にて前記第1の横方向リンクに回動可能に連結されており、  
前記第2の横方向リンクの第2の端部は、前記スターリングエンジンの所定の位置  
に回動可能に固定されている  
ことを特徴とするスターリングエンジン。
- [7] 請求項6記載のスターリングエンジンにおいて、  
前記グラスホッパの機構において、前記第2の横方向リンクの前記第1の端部は、  
二股構造になっており、  
前記第1の横方向リンクの前記第1の端部が前記二股構造の間を通り抜けるように  
構成されている  
ことを特徴とするスターリングエンジン。
- [8] 請求項6記載のスターリングエンジンにおいて、  
前記グラスホッパの機構において、前記第1の横方向リンクの前記第1の端部と、前  
記延長部と前記コネクティングロッドとの前記連結部とが、単一のピストンピンで連結  
されている  
ことを特徴とするスターリングエンジン。
- [9] 請求項6記載のスターリングエンジンにおいて、

前記グラスホッパの機構において、前記第1の横方向リンクの前記第1の端部、前記延長部と前記コネクティングロッドとの前記連結部における前記延長部の端部及び前記コネクティングロッドの端部の、3つの前記端部のうちの2つの前記端部がそれぞれ二股構造を有しており、

前記3つの端部のうちの残りの1つの前記端部が前記2つの端部の二股構造の中心に配置されている

ことを特徴とするスターリングエンジン。

[10] 請求項1記載のスターリングエンジンにおいて、

更に、

回転運動するクランクシャフトと、

前記クランクシャフトと前記ピストンとを連結するコネクティングロッドとを備え、

前記近似直線機構は、

第1横方向腕と、

第2横方向腕と、

直線移動ガイドとを有し、

前記第1横方向腕は、前記コネクティングロッドと交差するように設けられるとともに、前記ピストンと前記クランクシャフトとの間の位置であって前記シリンダの中心軸からオフセットした位置に配置される支点を中心に回転可能に設けられ、

第2横方向腕は、第1及び第2端部を有し、

前記第1端部には、往復直線運動する第1移動連結点が設けられ、

前記第2端部には、前記ピストンと連結される第2移動連結点が設けられ、

前記第1移動連結点と前記第2移動連結点との間には、第3移動連結点が設けられ、

前記第3移動連結点には、前記第1横方向腕の前記支点とは反対側の端部が回転可能に連結され、

前記直線移動ガイドは、前記第1移動連結点を支持するとともに、前記第1移動連結点が直線状に移動するのをガイドする

ことを特徴とするスターリングエンジン。

- [11] 請求項10記載のスターリングエンジンにおいて、  
前記直線移動ガイドは、筒状のガイド部と、前記ガイド部内を摺動するスライダピストンを有し、  
前記ガイド部内における前記スライダピストンの往復運動によって前記ガイド部内の気体を圧縮する圧縮手段としての機能を有する  
ことを特徴とするスターリングエンジン。
- [12] 請求項11記載のスターリングエンジンにおいて、  
複数の前記ピストンと、  
前記複数のピストンにそれぞれ対応するように設けられた複数の前記近似直線機構とを備え、  
前記複数の近似直線機構にそれぞれ対応して、複数の前記圧縮手段を有し、  
前記複数の圧縮手段によって前記気体が段階的に昇圧されるように前記複数の圧縮手段が直列に接続されている  
ことを特徴とするスターリングエンジン。
- [13] 請求項12記載のスターリングエンジンにおいて、  
前記直列に接続された前記複数の圧縮手段において、後段の前記圧縮手段からの吐出量が前段の前記圧縮手段からの吐出量よりも小さくなるように構成されている  
ことを特徴とするスターリングエンジン。
- [14] 請求項10から13のいずれか1項に記載のスターリングエンジンにおいて、  
更に、  
少なくとも前記クランクシャフトが内部に密封された状態で配置される筐体を備え、  
前記筐体の内部は、前記圧縮手段によって、加圧される  
ことを特徴とするスターリングエンジン。
- [15] 請求項1から4のいずれか1項に記載のスターリングエンジンと、  
車両の内燃機関とを備えたハイブリッドシステムであって、  
前記スターリングエンジンは、前記車両に搭載され、  
前記スターリングエンジンの加熱器が前記内燃機関の排気系から受熱するように設けられた

ことを特徴とするハイブリッドシステム。

[16]

シリンダと、

前記シリンダとの間に気体軸受を介して気密を保ちつつ前記シリンダ内を往復運動するピストンと、

回転運動するクランクシャフトと、

前記クランクシャフトと前記ピストンとを連結するコネクティングロッドと、

前記ピストンに直接的又は間接的に連結され、前記ピストンが前記シリンダ内を往復運動するときに近似直線運動するように設けられた近似直線機構と

を備えたピストン機構。

[17]

シリンダと、

前記シリンダとの間に気体軸受を介して気密を保ちつつ前記シリンダ内を往復運動するピストンと、

回転運動するクランクシャフトと、

前記クランクシャフトと前記ピストンとを連結するコネクティングロッドと、

第1横方向腕と、

第2横方向腕と、

直線移動ガイドとを備え、

前記第1横方向腕は、前記コネクティングロッドと交差するように設けられるとともに、前記ピストンと前記クランクシャフトとの間の位置であって前記シリンダの中心軸からオフセットした位置に配置される支点を中心に回動可能に設けられ、

第2横方向腕は、第1及び第2端部を有し、

前記第1端部には、往復直線運動する第1移動連結点が設けられ、

前記第2端部には、前記ピストンと連結される第2移動連結点が設けられ、

前記第1移動連結点と前記第2移動連結点との間には、第3移動連結点が設けられ、

前記第3移動連結点には、前記第1横方向腕の前記支点とは反対側の端部が回動可能に連結され、

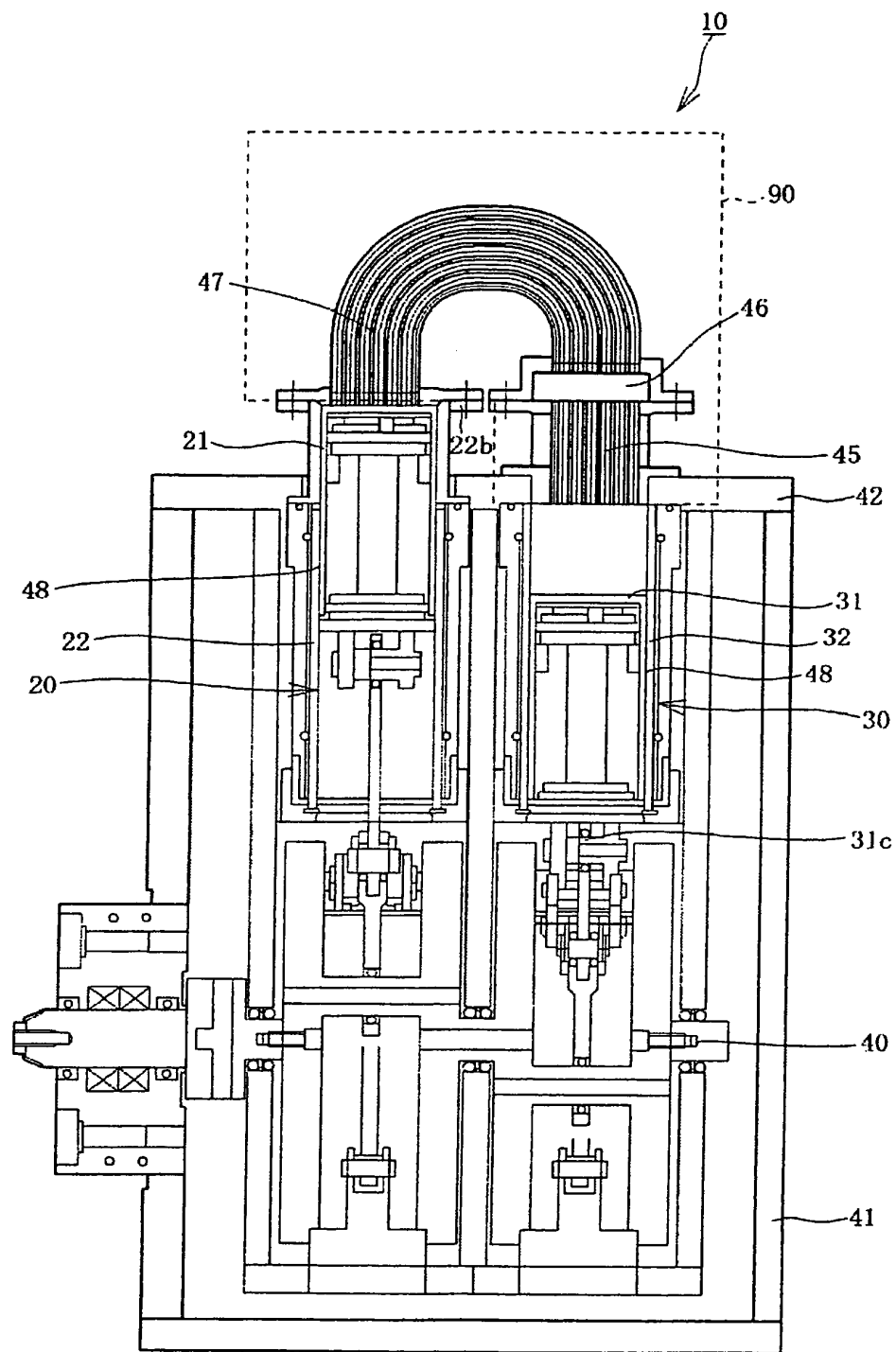
前記直線移動ガイドは、前記第1移動連結点を支持するとともに、前記第1移動連

結点が直線状に移動するのをガイドする

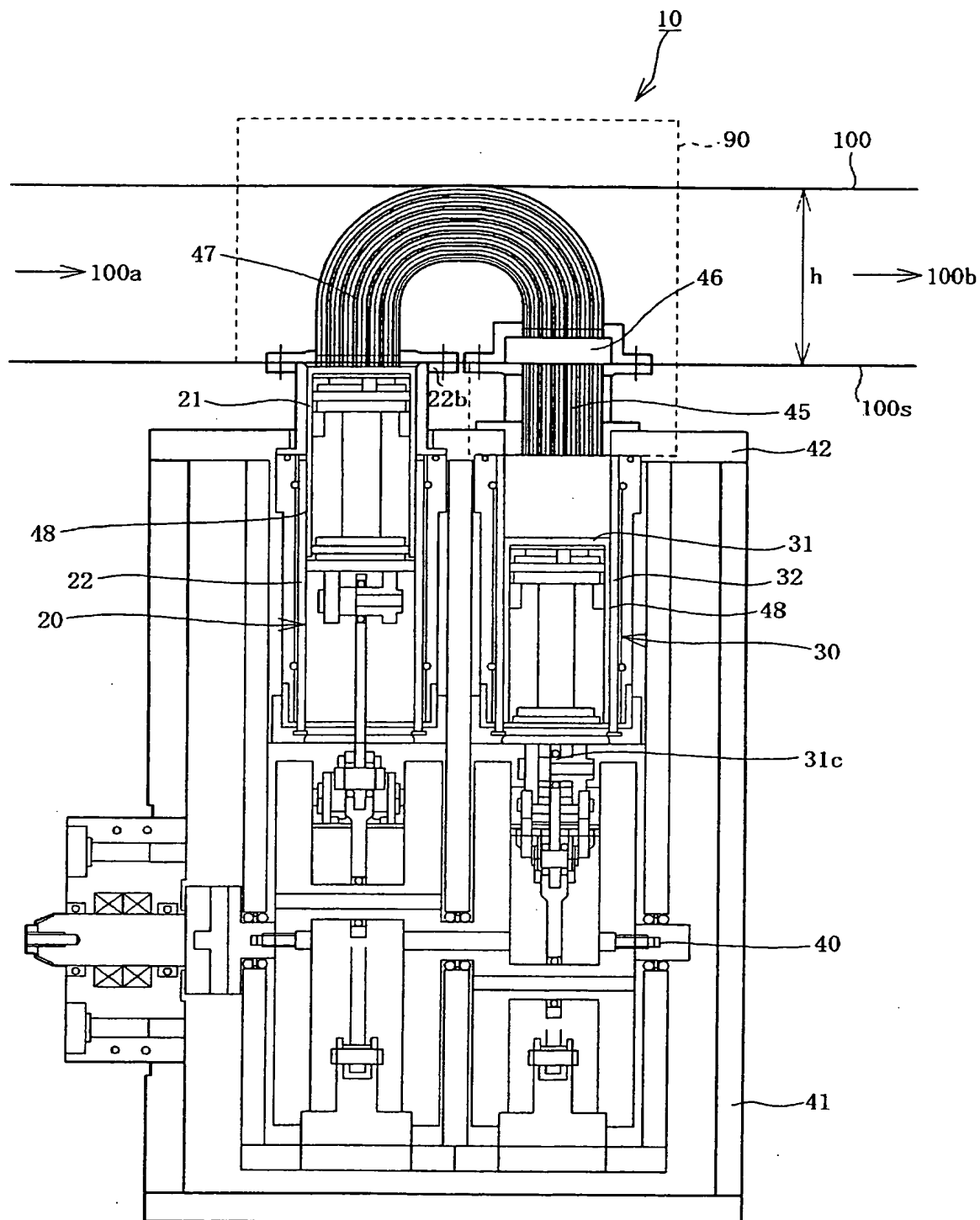
ことを特徴とするピストン機関。

- [18] 請求項16又は17に記載のピストン機関において、  
前記ピストン機関はスターリング機関であり、  
ヒータと再生器とクーラーとを有する熱交換器から送られる作動流体が前記シリンダ内に導入されることにより、前記ピストンが駆動される  
ことを特徴とするピストン機関。
- [19] 請求項18記載のピストン機関において、  
前記熱交換器の少なくとも前記ヒータが、内燃機関の排気経路に配置されて、当該内燃機関の排熱を回収する  
ことを特徴とするピストン機関。
- [20] 請求項16又は17に記載のピストン機関において、  
前記直線移動ガイドは、筒状のガイド部と、前記ガイド部内を摺動するスライダピストンとを有し、  
前記ガイド部内における前記スライダピストンの往復運動によって前記ガイド部内の気体を圧縮する圧縮手段としての機能を有する  
ことを特徴とするピストン機関。

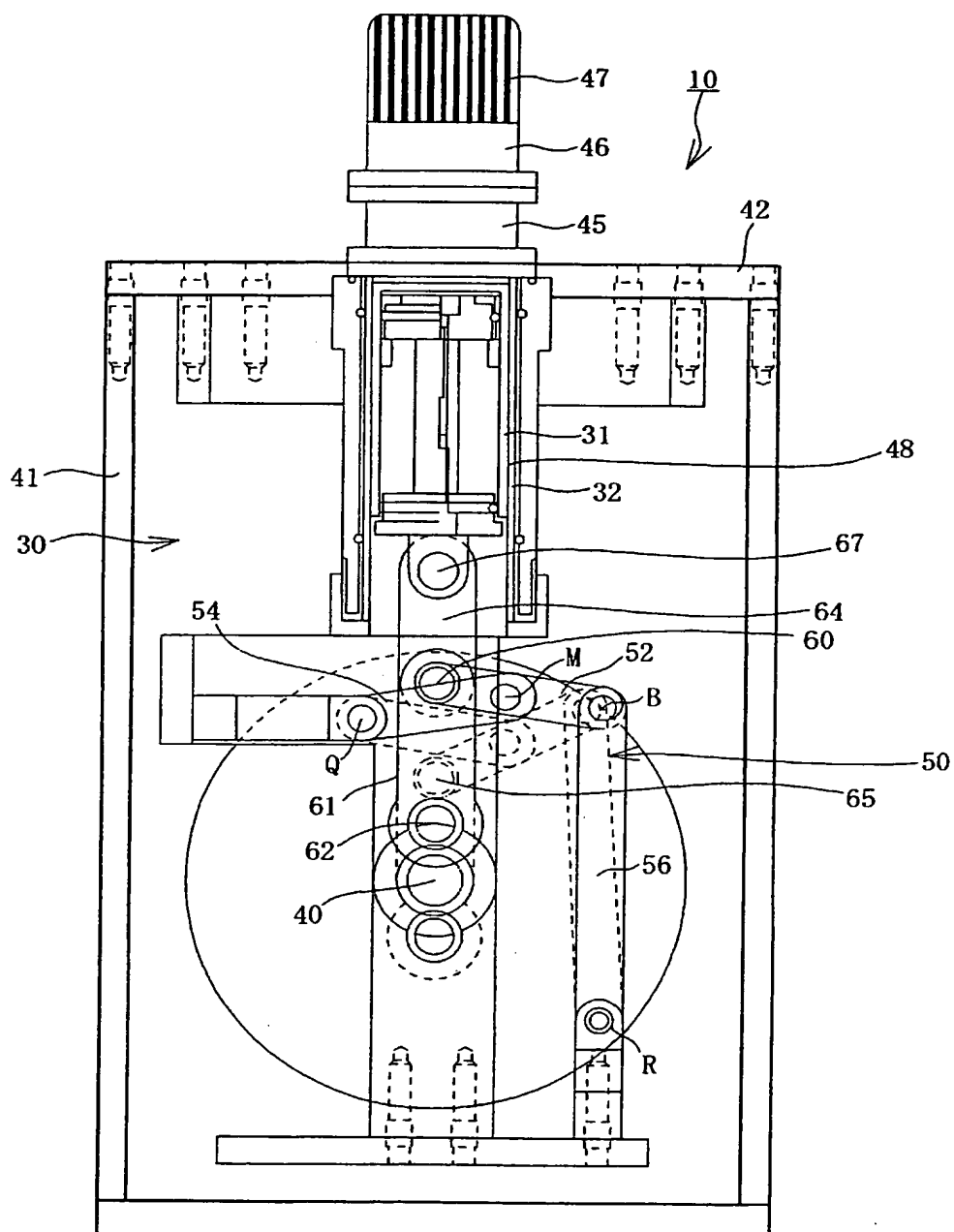
[図1]



[図2]



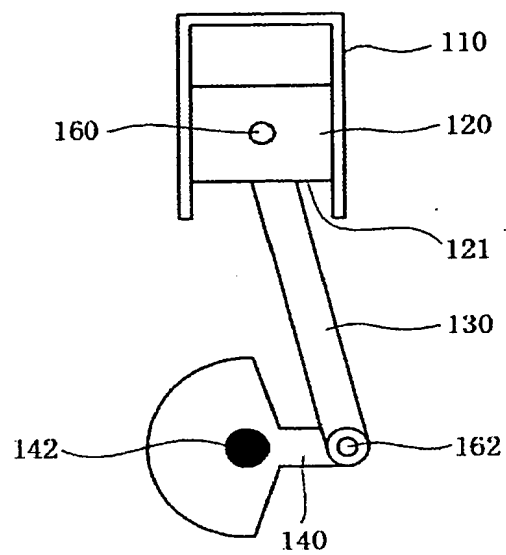
[図3]





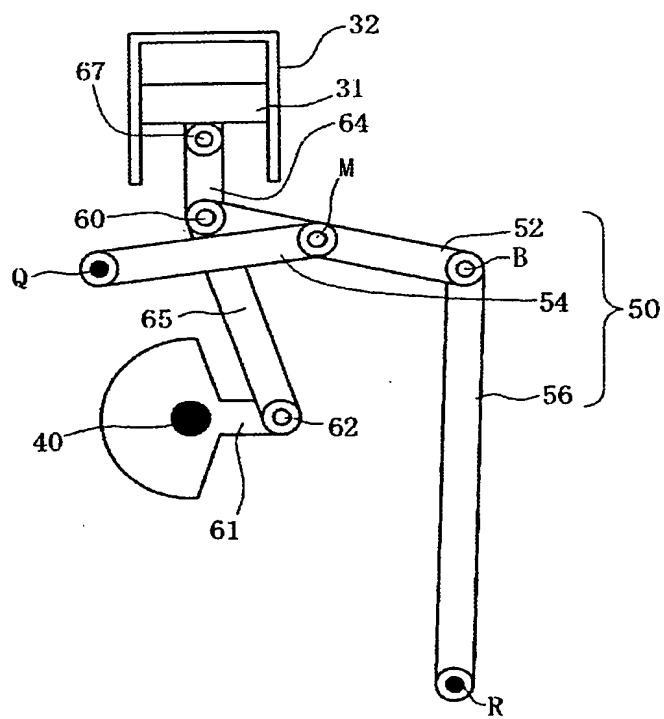
[図4]

従来



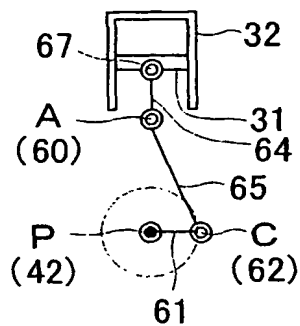
[図5]

実施例

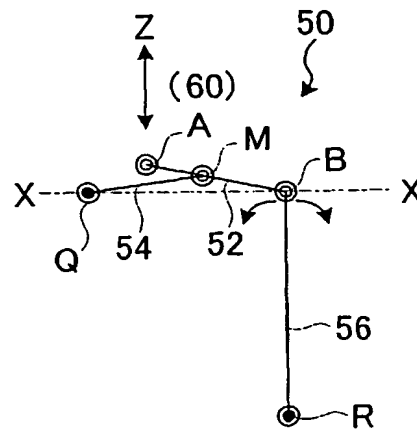


[図6]

(A)

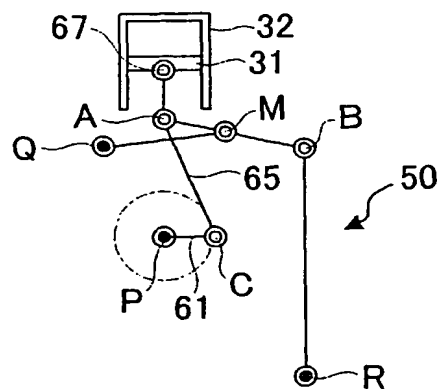


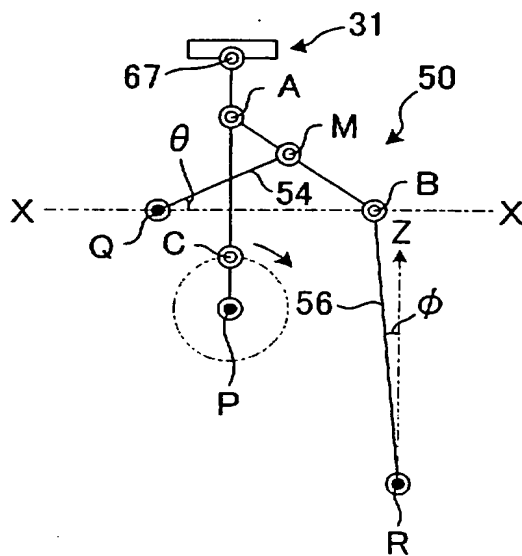
(B)



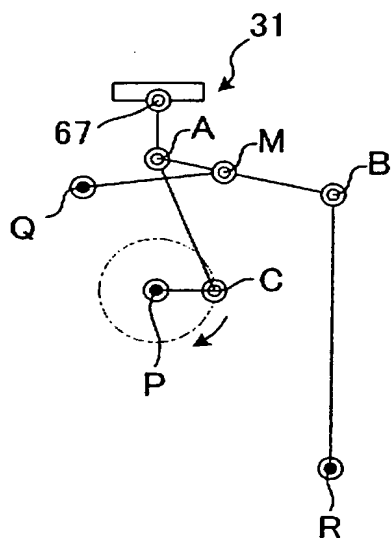
$$\overline{AM} \cdot \overline{QM} = \overline{BM}^2$$

(C)

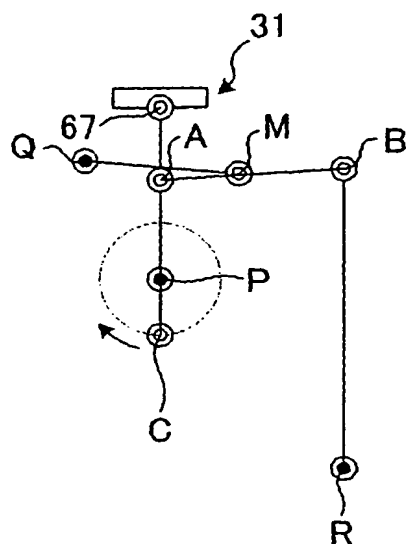




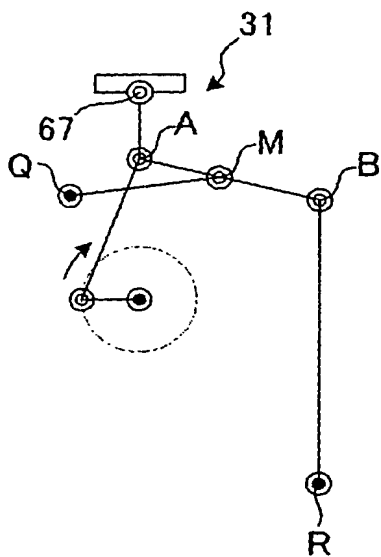
[図8]



[[図9]]



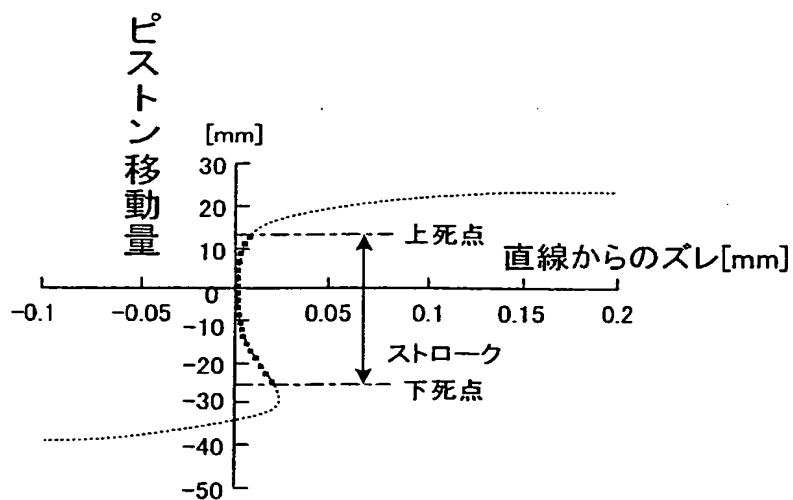
[[図10]]



[図11]

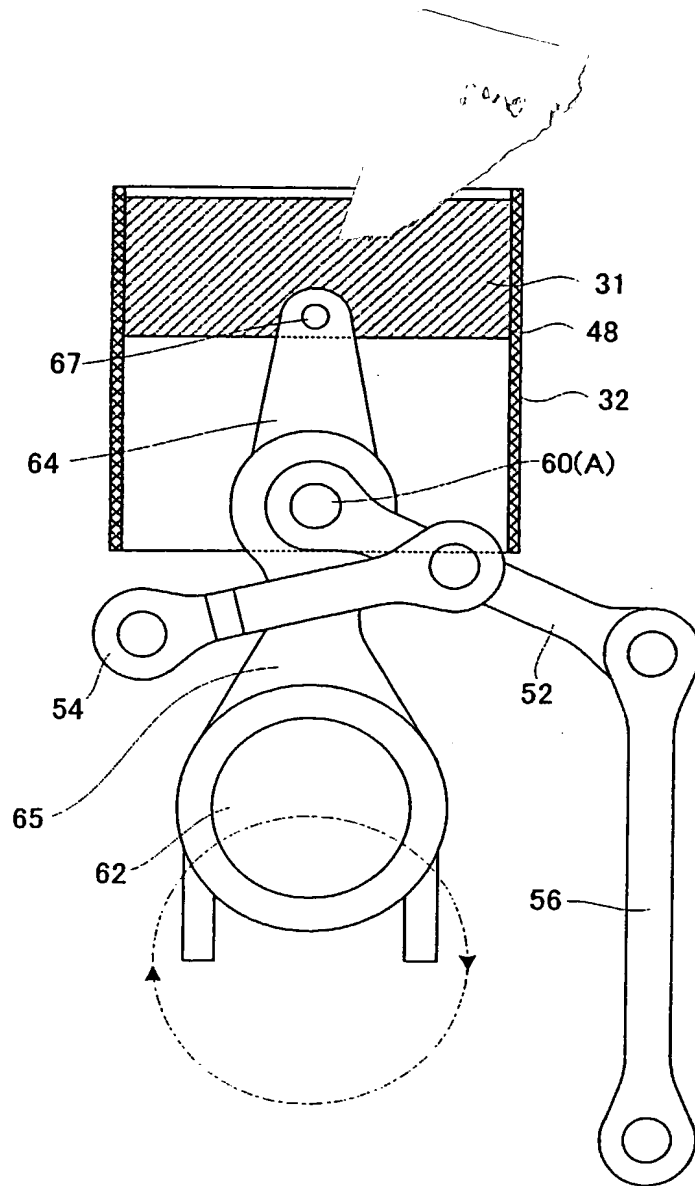
ストローク	36	[mm]
連幹比(AC:PC)	3	[—]
AB	54	[mm]
AM	22	[mm]
BM	32	[mm]
QM	46.55	[mm]
RB	110	[mm]
$\theta$	8.8~-17.9	[°]
$\phi$	0~2.2	[°]

[図12]



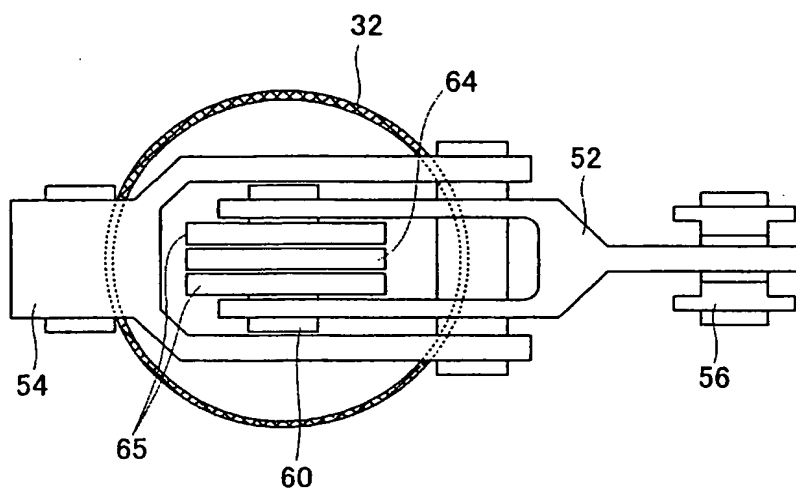
[図13]

9/27



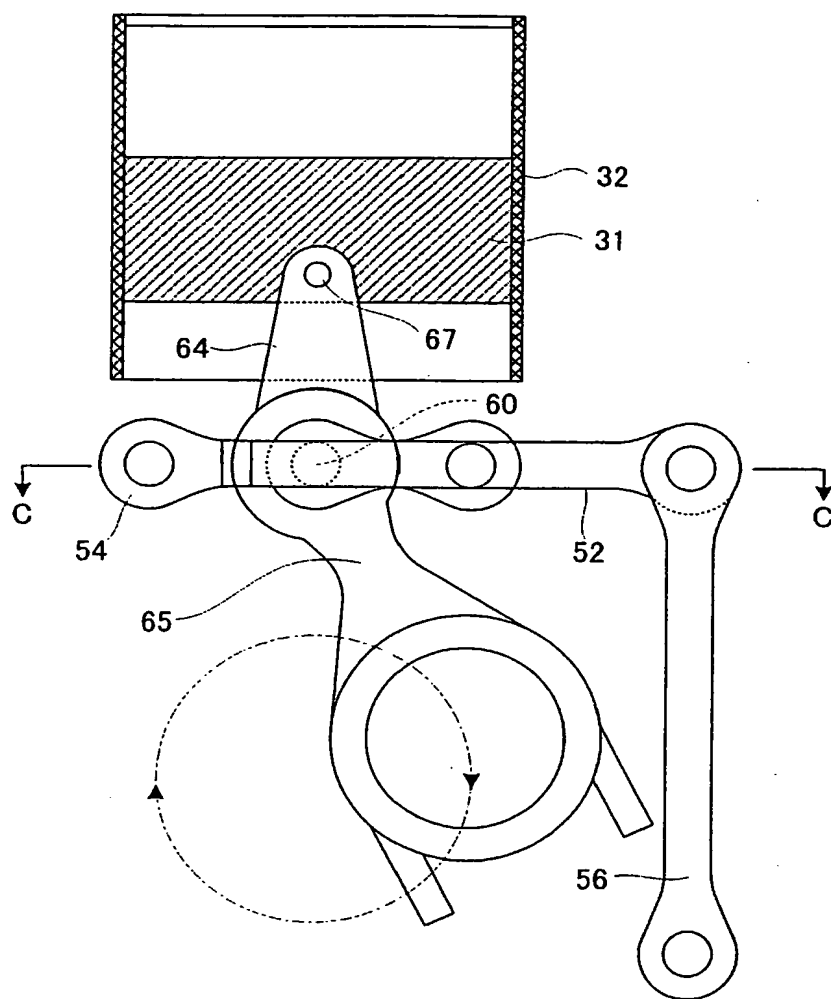
10/27

[図14]



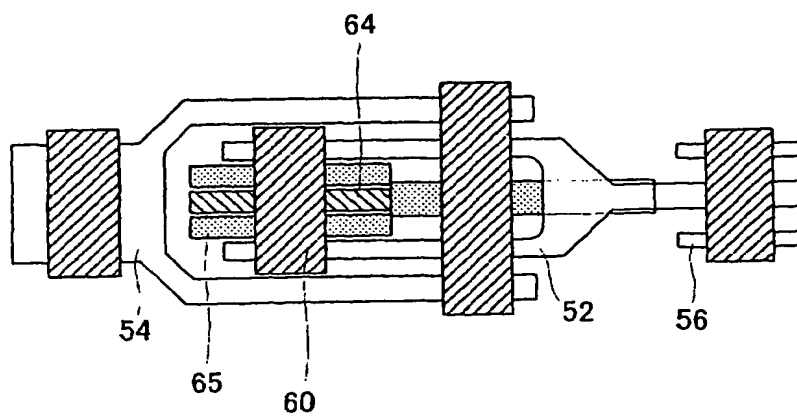
[図15]

11/27

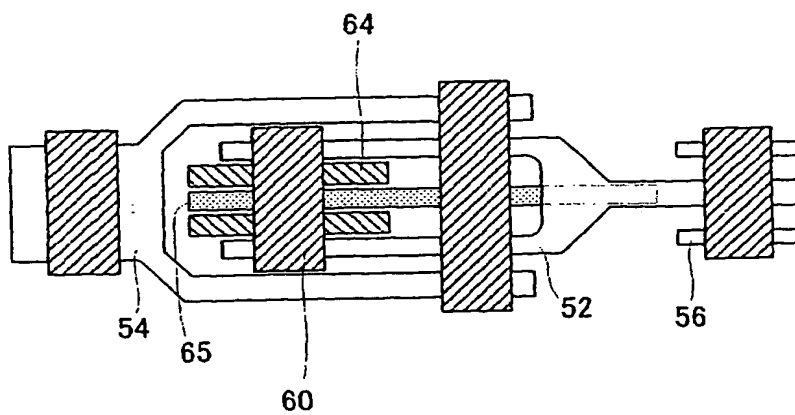




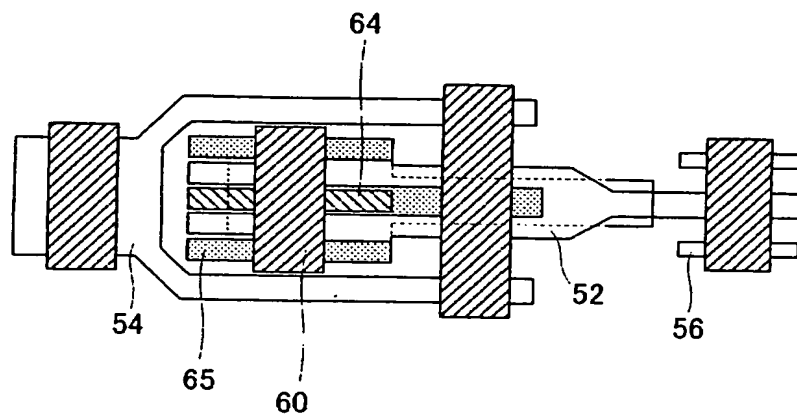
[図16]



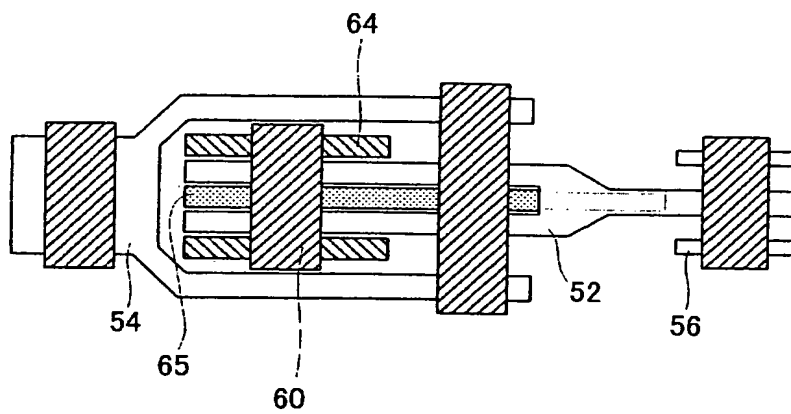
[図17]



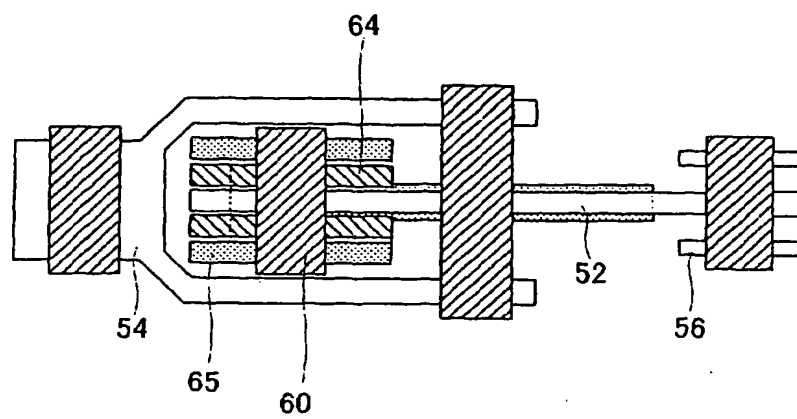
[図18]



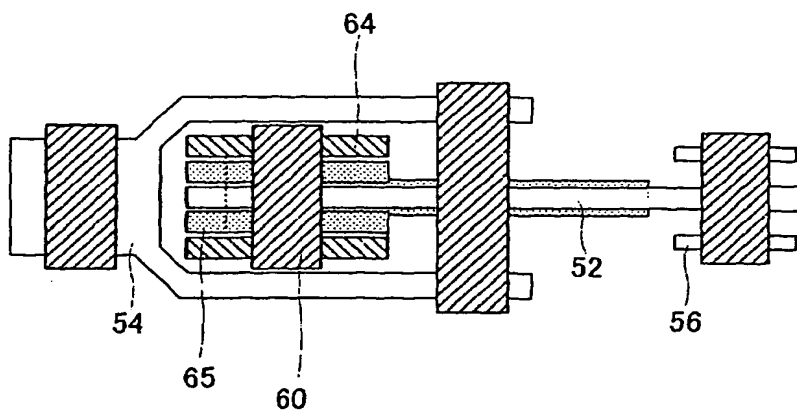
[図19]



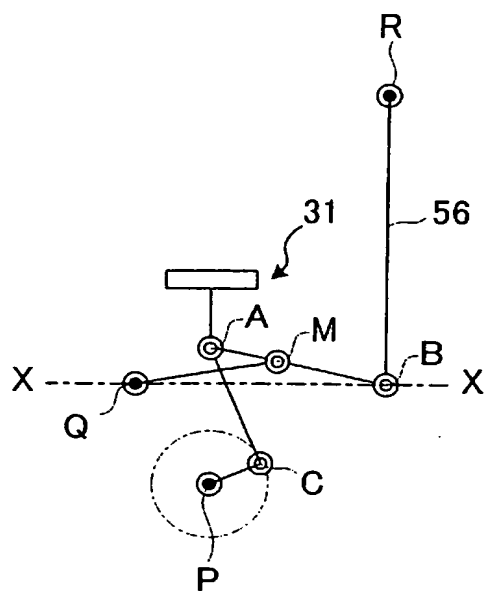
[図20]



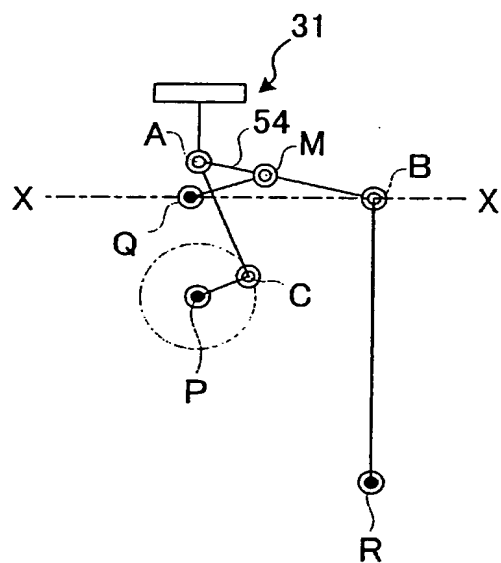
[図21]



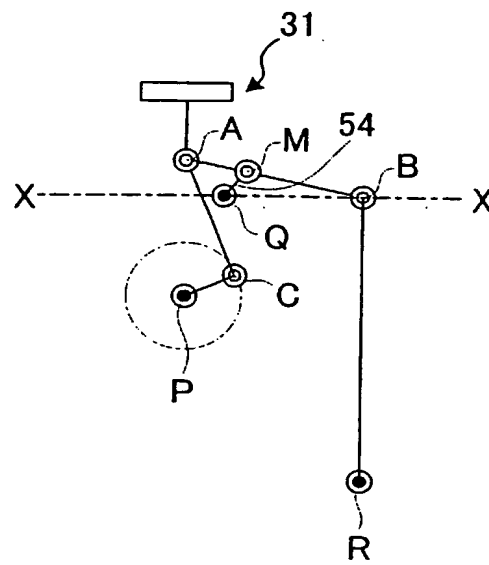
[図22]



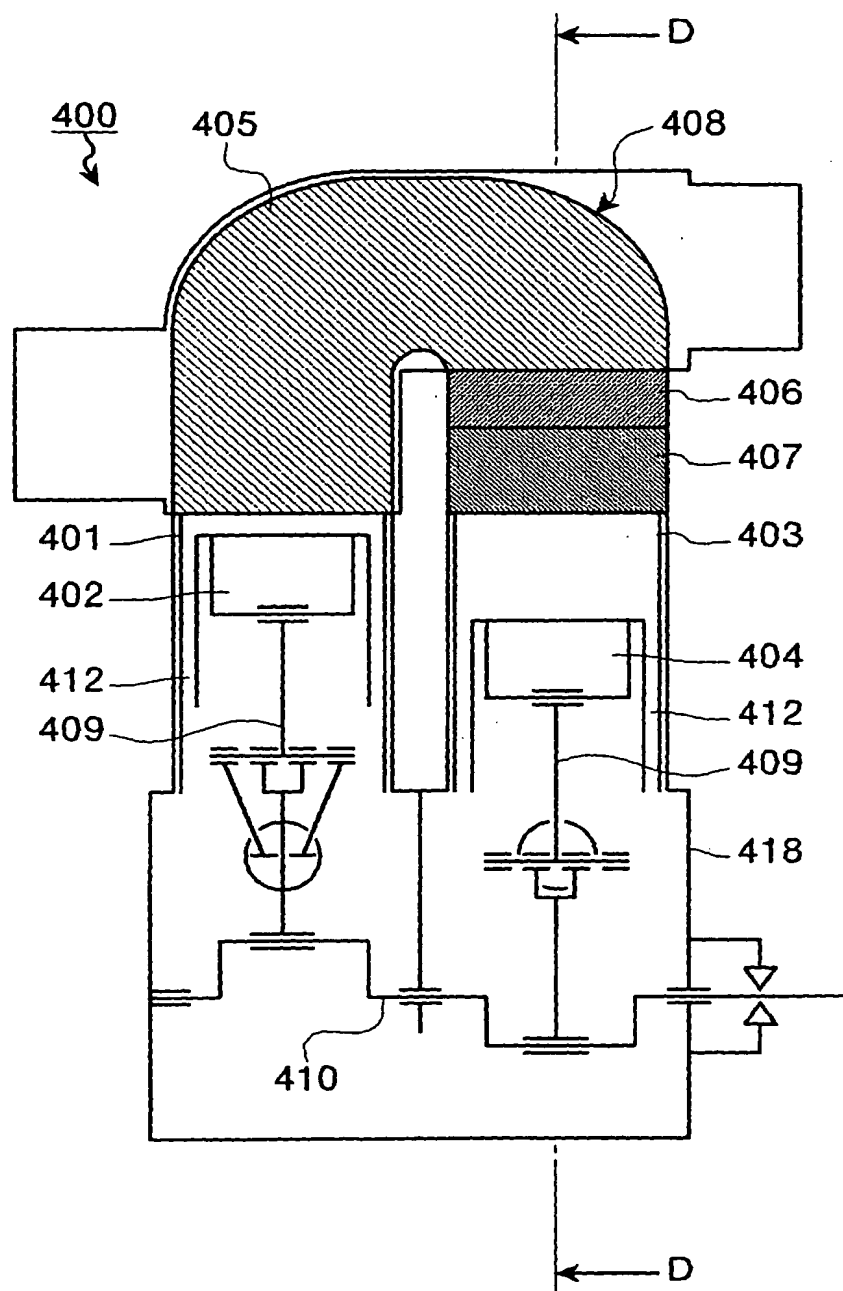
[図23]



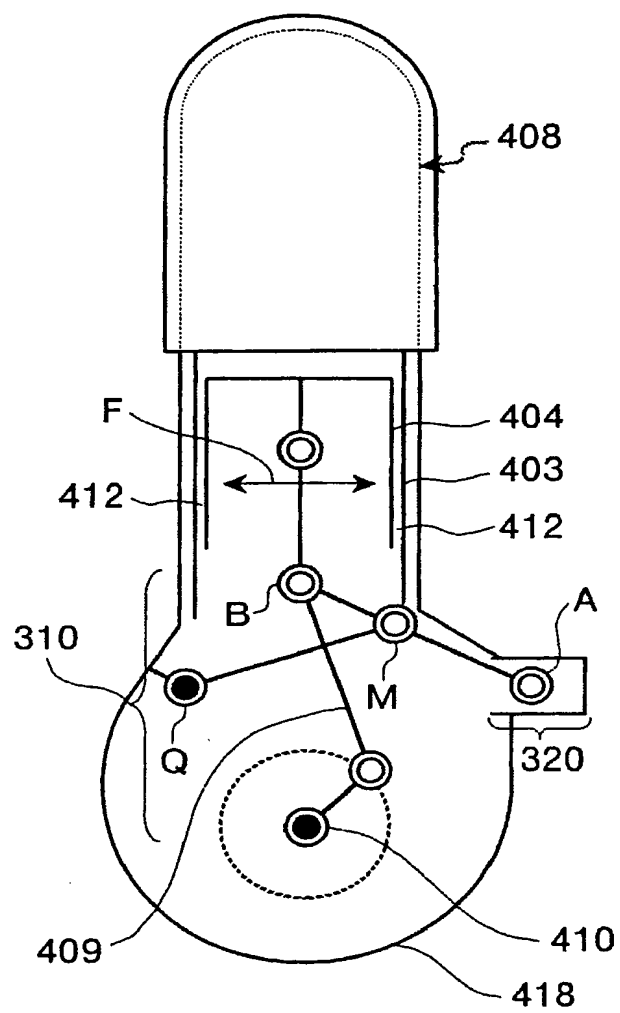
[図24]



[図25]



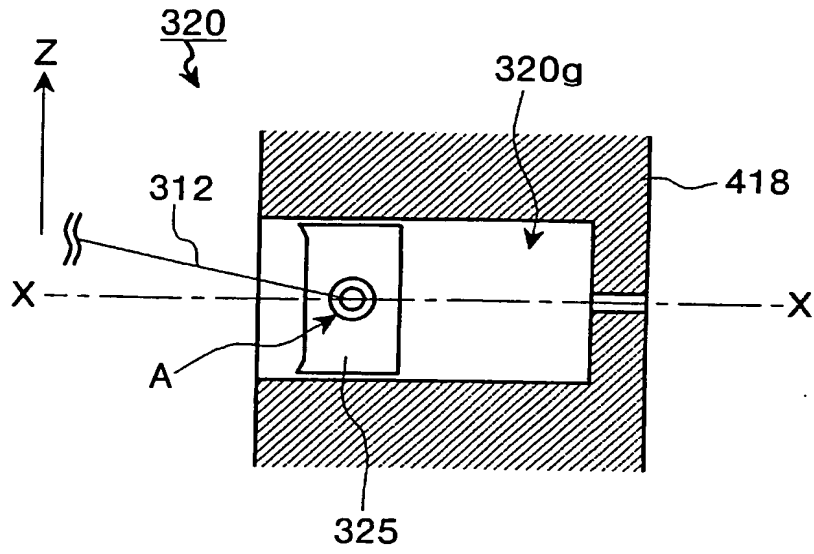
[図26]



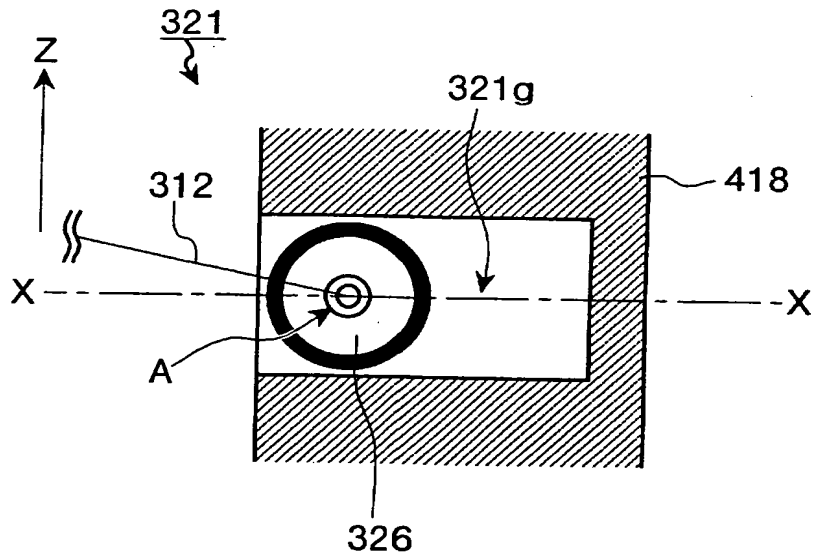




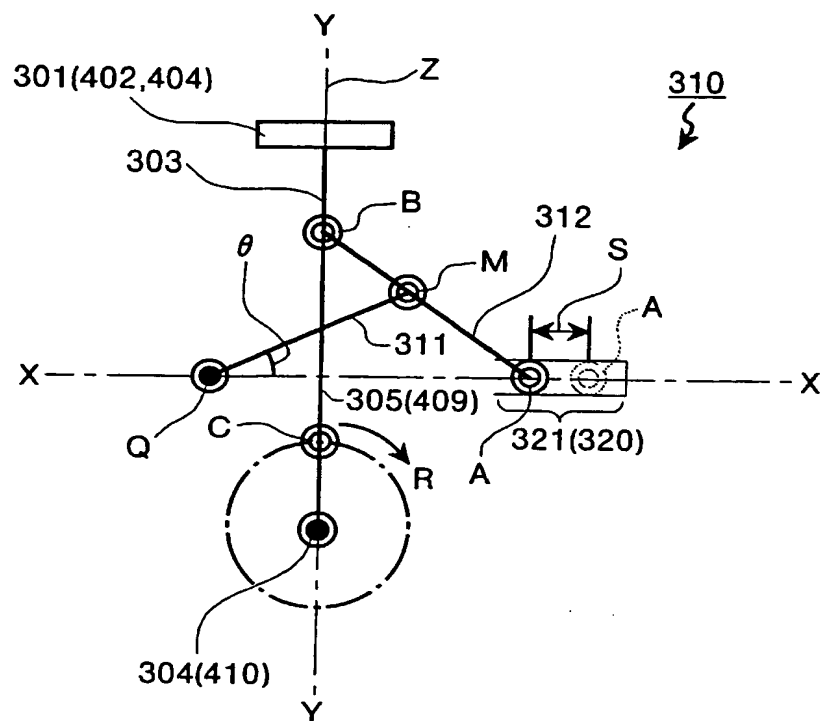
[図29]



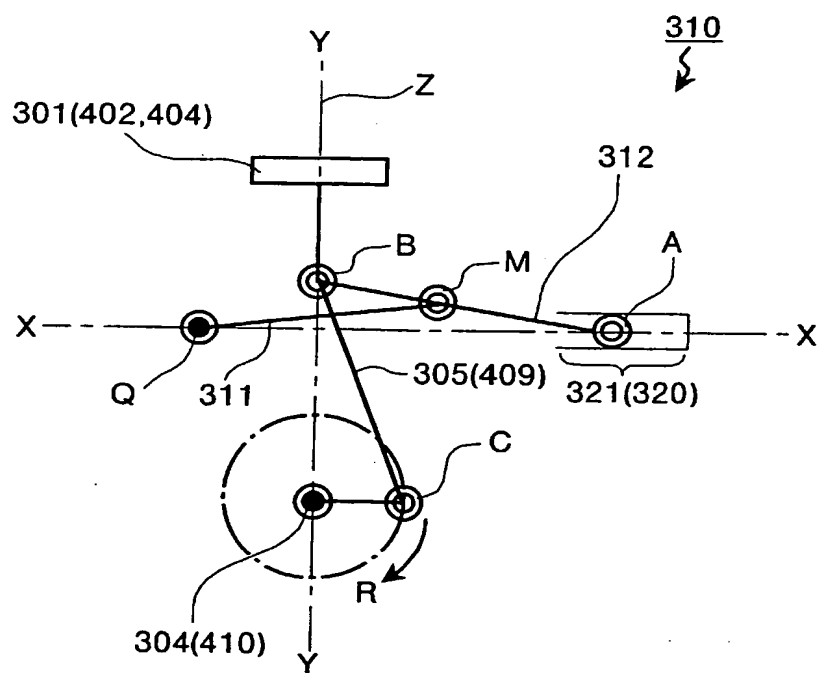
[図30]



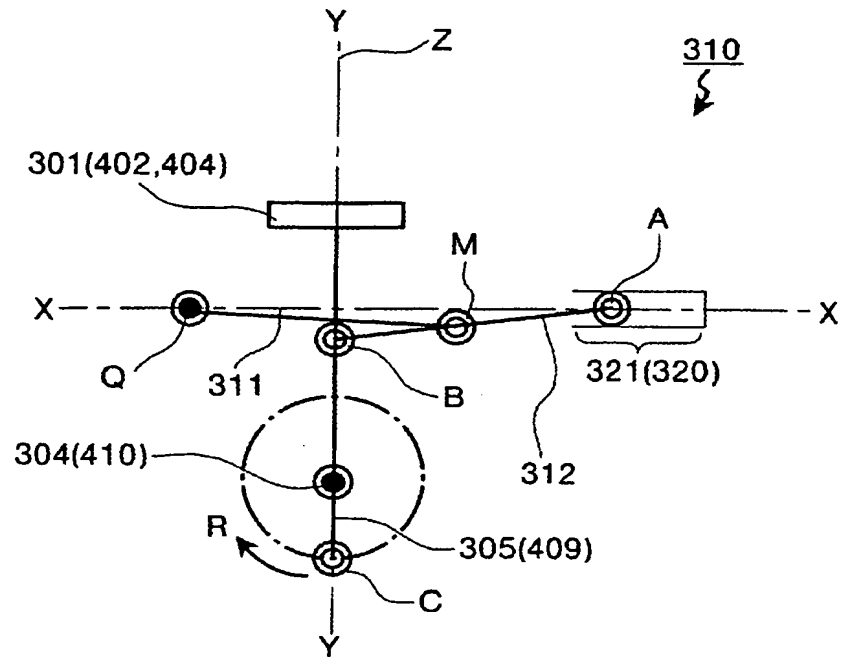
[図31]



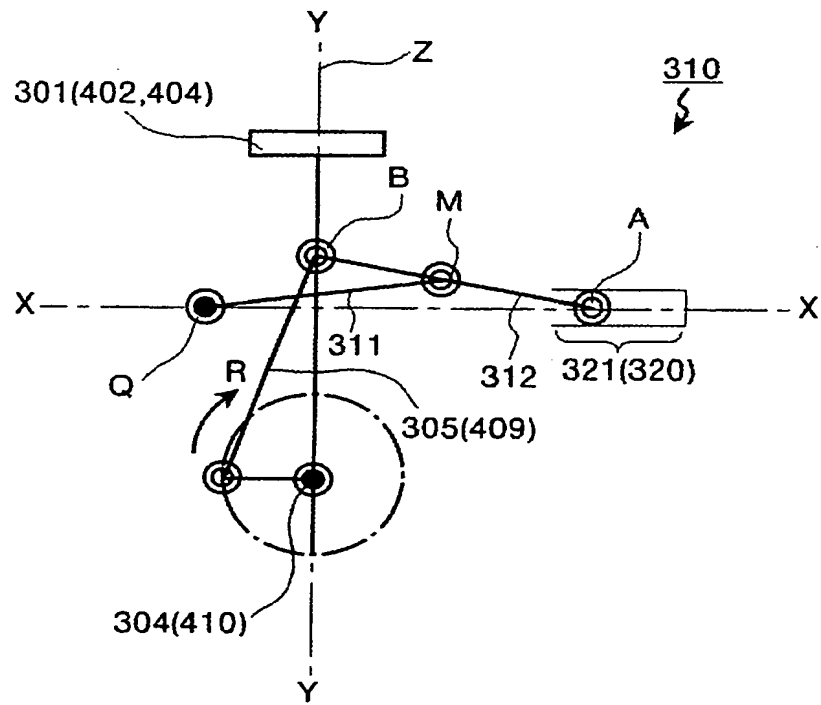
[図32]



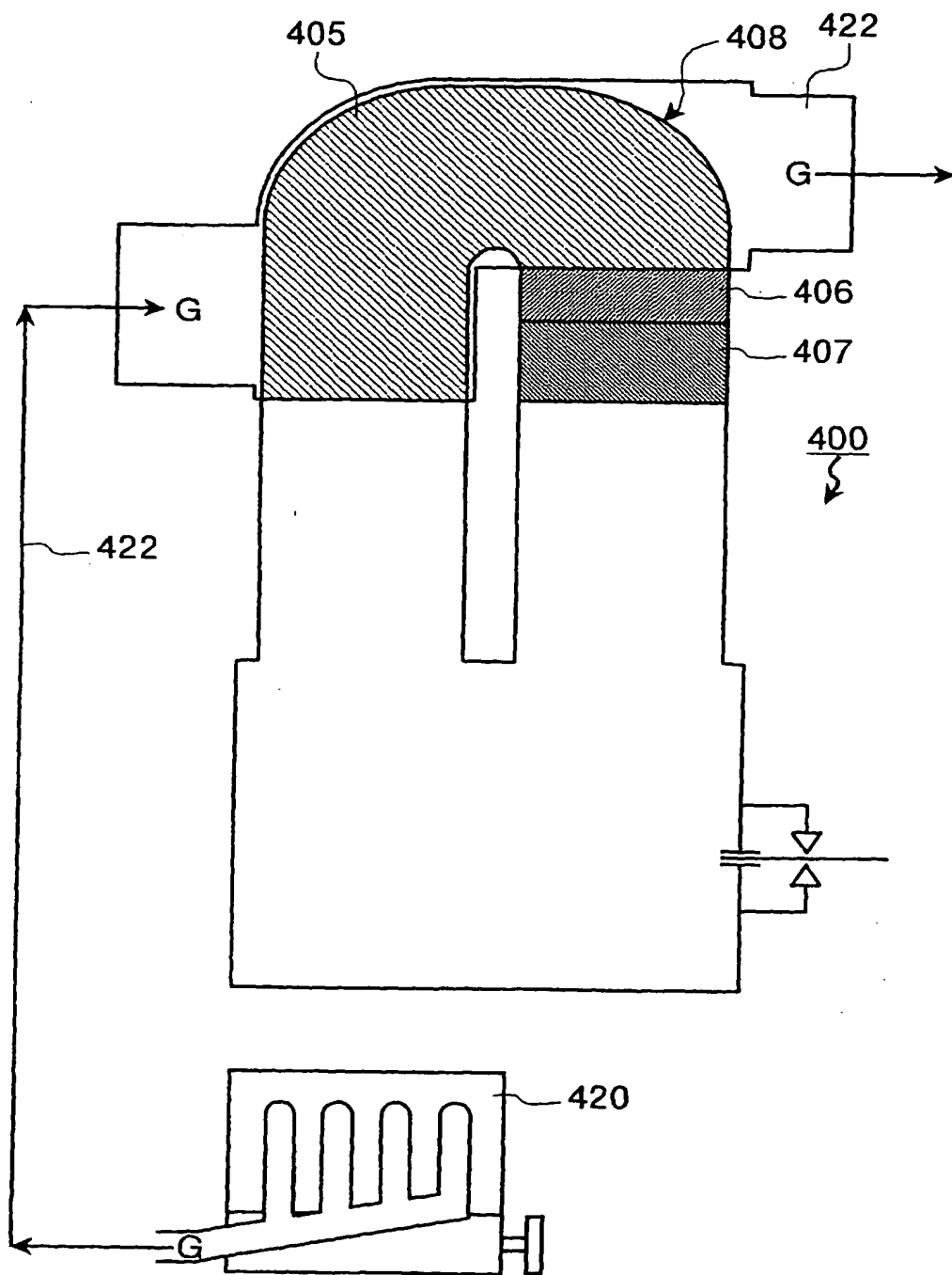
[図33]



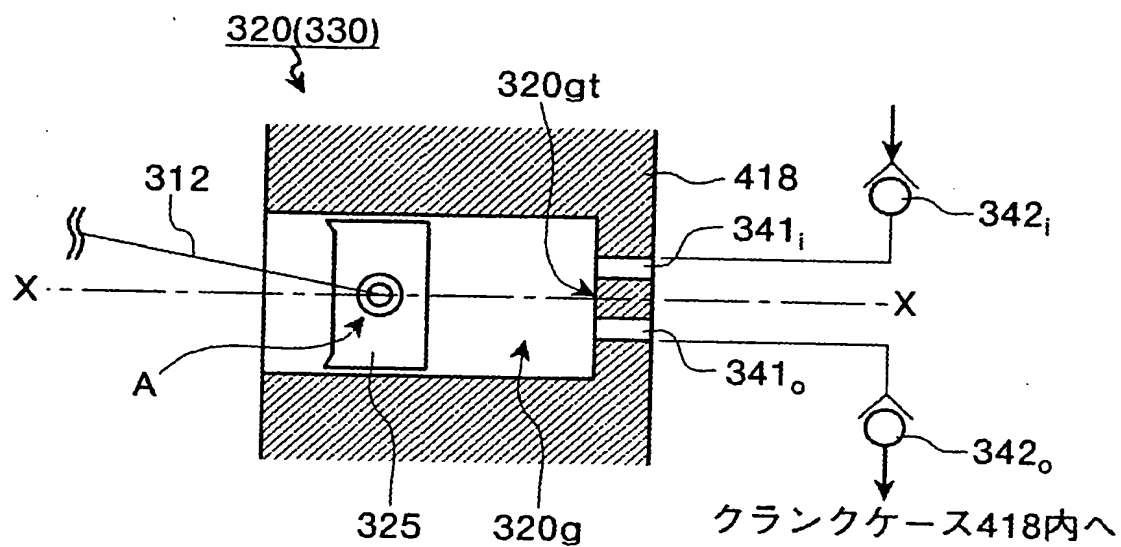
[図34]



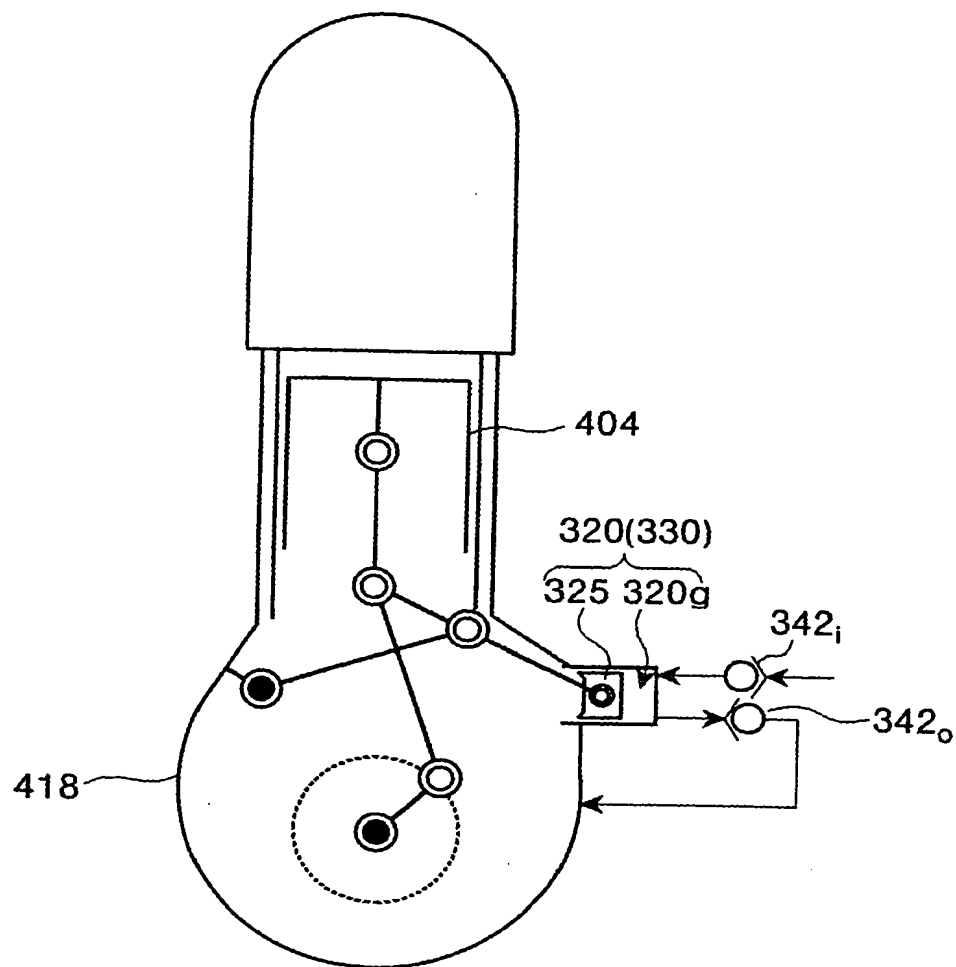
[図35]



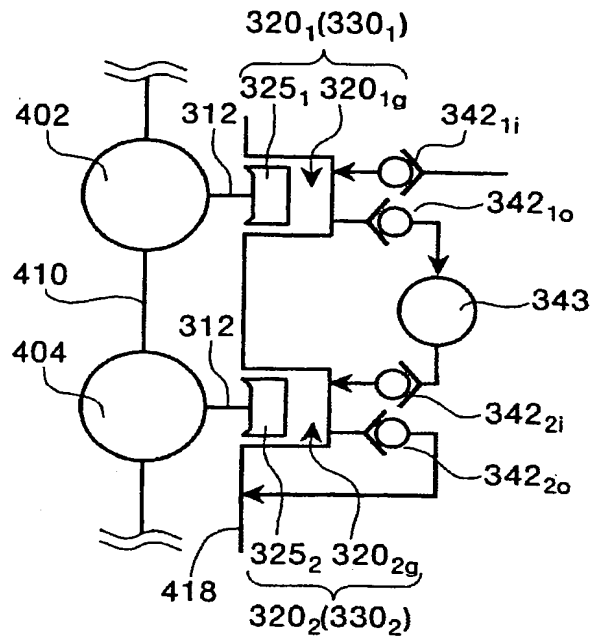
[図36]



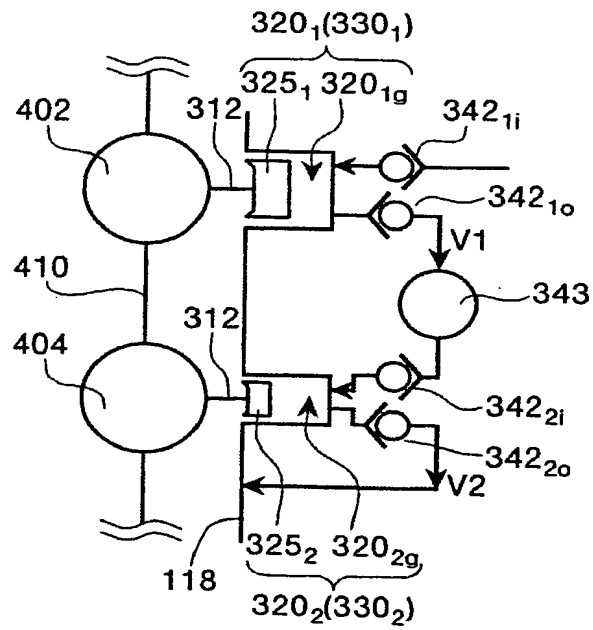
[図37]



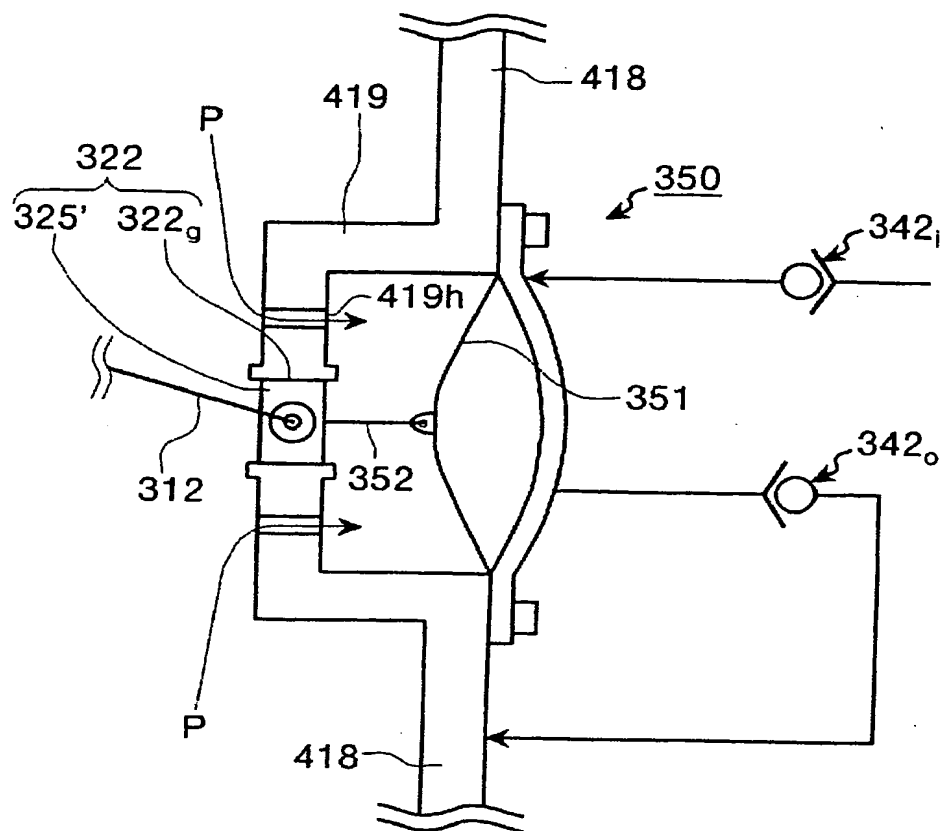
[図38]



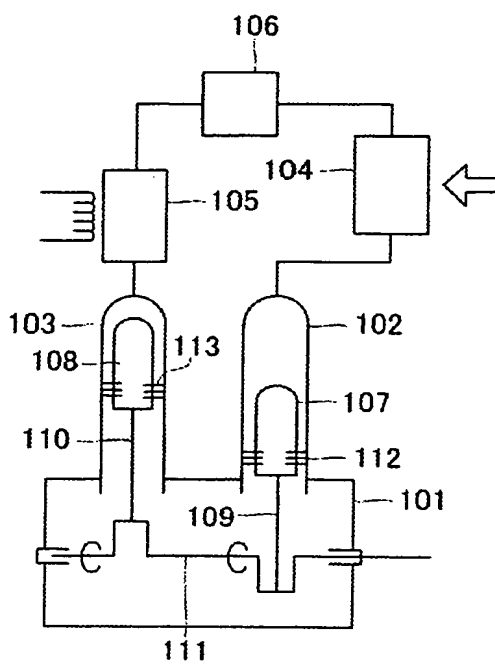
[図39]



[図40]



[図41]





**This Page is Inserted by IFW Indexing and Scanning  
Operations and is not part of the Official Record**

**BEST AVAILABLE IMAGES**

Defective images within this document are accurate representations of the original documents submitted by the applicant.

Defects in the images include but are not limited to the items checked:

- ☐ **BLACK BORDERS**
- ☐ **IMAGE CUT OFF AT TOP, BOTTOM OR SIDES**
- ☒ **FADED TEXT OR DRAWING**
- ☒ **BLURRED OR ILLEGIBLE TEXT OR DRAWING**
- ☐ **SKEWED/SLANTED IMAGES**
- ☐ **COLOR OR BLACK AND WHITE PHOTOGRAPHS**
- ☐ **GRAY SCALE DOCUMENTS**
- ☒ **LINES OR MARKS ON ORIGINAL DOCUMENT**
- ☒ **REFERENCE(S) OR EXHIBIT(S) SUBMITTED ARE POOR QUALITY**
- ☐ **OTHER:** \_\_\_\_\_

**IMAGES ARE BEST AVAILABLE COPY.**

**As rescanning these documents will not correct the image problems checked, please do not report these problems to the IFW Image Problem Mailbox.**